

Sandro Lohs

**Entwicklung einer einfachen technischen Lösung zur
Nutzung auf einer Kläranlage anfallender
Kompressionswärme für Heizzwecke**

Eingereicht als

DIPLOMARBEIT

an der

HOCHSCHULE MITTWEIDA (FH)

UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Fachbereich: Maschinenbau / Feinwerktechnik

Mittweida, 2009

Erstprüfer: Dipl.-Ing. Gerhard Leutert
Hochschule Mittweida (FH)

Zweitprüfer: Dipl.-Ing. Peter Philipp
Geschäftsführer Infracoplan Ingenieure

Vorgelegte Arbeit wurde verteidigt am:

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis.....	4
Abbildungsverzeichnis.....	5
Bibliographische Beschreibung	6
Kurzreferat.....	6
1. Einleitung	7
2. Grundlagen	8
2.1 Geschichte Kläranlage Niederfrohna	8
2.2 Ist – Zustand des Verwaltungsgebäudes und des HAR.....	9
2.2.1 Vorbemerkung	9
2.2.2 Berechnungsgrundlagen.....	9
2.2.3 Heizsystem	9
2.2.4 Heizzentrale	10
2.2.5 Rohrleitungen.....	11
2.2.6 Isolierung	12
2.2.7 Drehkolbengebläse („Delta Blower“ Aerezner Maschinenfabrik).....	12
3. Nutzungsmöglichkeiten der anfallenden Abwärme	15
3.1 Allgemeine Begriffe.....	15
3.2 Nutzungsarten.....	16
3.2.1 Wärmeübertrager (Wärmetauscher)	17
4. Wärmepumpen (Allgemein)	21
4.1 Betriebsweisen von Wärmepumpen	23
4.2 Arbeitsweise einer Wärmepumpe im Allgemeinen:.....	25
4.3 Arbeitsweise der Kompakt-Luft / Wasser-Wärmepumpe.....	26
5. Wärmetechnische Berechnungen	28
5.1 Wärmebedarf des Verwaltungsgebäudes	28
5.2 Berechnung von Kennwerten der Wärmepumpe	28
5.2.1 Leistungszahl.....	29
5.2.2 COP (DIN EN 255).....	30
5.3 Berechnung der Wärmeübertragung.....	32
5.3.1 Berechnung der zur Verfügung stehenden Endtemperatur in der Verdichterleitung	32

5.3.2	Berechnung des zur Verfügung stehenden Massestromes für einen Verdichter.....	35
5.3.3	Berechnung der Lufttemperatur nach dem Wärmetauscher	37
5.4	Berechnung des Massestromes in den Rohrleitungen des Heizsystems.....	41
5.5	Auslegung eines geeigneten Wärmetauschers.....	42
6.	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung	43
6.1	Laufende Kosten (Variante 1)	44
6.2	Laufende Kosten (Variante 2)	49
6.3	Amortisationsrechnung	50
6.4	Kostenvergleichsrechnung.....	52
7.	Mögliche Ausführungsvarianten.....	54
7.1	Variante 1: Rohrbündelwärmeübertrager.....	54
7.1.1	Funktionsprinzip.....	55
7.1.2	Leistungsdaten, Konstruktionsdaten	57
7.2	Variante 2: Ringkanalwärmeübertrager	58
7.2.1	Funktionsprinzip.....	58
7.2.2	Voraussetzungen	60
8.	Zusammenfassung und Fazit.....	62
	Tabellenverzeichnis.....	64
	Literaturverzeichnis	65
	Erklärung zur selbständigen Anfertigung der Arbeit	67
	Anhang.....	68

Abkürzungsverzeichnis

KA	Kläranlage
MW	Mischwasser
EW	Einwohner
HAR	Hausanschlussraum
WRG	Wärmerückgewinnung
WPM	Wärmepumpen-Manager
COP	engl. Coefficient Of Performance
HT	Hochtarifzeit
NT	Niedertarifzeit

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Verwaltungsgebäude Zweckverband Frohnbach in Niederfrohna	7
Abbildung 2: Kläranlage Niederfrohna.....	8
Abbildung 3 und 4: Einschraub-Heizelemente für Pufferspeicher	10
Abbildung 5 und 6: Gussleitungen von den Drehkolbengebläsen mit der gering komprimierten Gebläseluft zur Sammelleitung	11
Abbildung 7: Einzelne Bausteine sowie Ansicht des Gehäuses für die Verdichterbausteine	14
Abbildung 8: Gleichstromsystem	18
Abbildung 9: Stromführung durch den Wärmeübertrager bei Gleichstrom	18
Abbildung 10: Gegenstromanordnung.....	19
Abbildung 11: Stromführung durch den Wärmeübertrager bei Gegenstrom.....	19
Abbildung 12: Reiner Kreuzstrom.....	20
Abbildung 13: Stromführung durch den Wärmeübertrager bei Kreuzstrom	20
Abbildung 14: Ablauf des Wärmepumpenprozesses	25
Abbildung 15: Kompakt-Luft / Wasser-Wärmepumpe (<i>Stiebel Eltron</i>)(WPL 33).....	26
Abbildung 16: Wärmepumpen-Manager (WPM).....	27
Abbildung 17: Ermittlung des Wirkungsgrades.....	30
Abbildung 18: Energieflussbild	31
Abbildung 19: Temperaturanstieg von Eingang,- zu Endtemperatur im Kompressor	34
Abbildung 20: Rohrbündelwärmeübertrager (Seitenansicht)	55
Abbildung 21: Rohrbündelwärmeübertrager (schräge Seitenansicht)	56
Abbildung 22: Rohrbündelwärmeübertrager (Sicht ins innere auf Querteilung der Rohre).....	56
Abbildung 23: Ringkanal - Wärmeübertrager auf der KA Braunsbedra	58
Abbildung 24: Ringkanal - Wärmeübertrager mit U-Rohren bei der Fertigung	59
Abbildung 25: Schnitt durch einen Ringkanal - Wärmeübertrager (3 Ringkanäle)...	60
Abbildung 26: Schnitt durch einen Ringkanal - Wärmeübertrager (zweimal ein halber Ringkanal).....	61

Bibliographische Beschreibung

Lohs, Sandro

Entwicklung einer einfachen technischen Lösung zur Nutzung auf einer Kläranlage anfallender Kompressionswärme für Heizzwecke

Mittweida, Hochschule Mittweida (FH), Fachbereich Maschinenbau /
Feinwerktechnik; Diplomarbeit, 2009

Kurzreferat:

Die Zielsetzung dieser Diplomarbeit ist es festzustellen ob die Möglichkeit besteht eine für Heizzwecke genutzte Wärmepumpe (Luft / Wasser – Wärmepumpe) durch ein Bauteil zur Abwärmenutzung zu ersetzen. Die Abwärme soll dabei von gering komprimierter Gebläseluft (Drehkolbengebläsen), die zur Belegung von Klärbecken dient, mittels eines Wärmeübertragers entnommen und genutzt werden.

Die Aufgabenstellung beinhaltet das Erfassen des derzeitigen Anlagenzustandes mit allen für die Heizzwecke notwendigen Energieträgern. Dabei sind die genauen Kosten für das Betreiben der Wärmepumpe sowie Umwälzpumpen etc. zu erfassen.

Das Ziel der Arbeit liegt darin die Wirtschaftlichkeit eines Wärmeübertragers/Wärmetauschers im Vergleich zu einer Luft / Wasser – Wärmepumpe zu erfassen und auszuwerten.

Das Ergebnis dieser Diplomarbeit sollte eine eventuelle Alternative zur Beheizung des Geschäftshauses des Zweckverbandes Frohnbach zur bestehenden Wärmepumpe beinhalten. Die Kosten von bestehendem Betriebsmittel zur Alternative sollten verglichen werden sowie eine Abschätzung erfolgen ob Aufwand und Nutzen in einem sinnvollen Verhältnis stehen.

1. **Einleitung**

Betreiber von Abwasseraufbereitungsanlagen legen aufgrund des hohen Energieeinsatzes für die Aufbereitung viel Wert darauf alternative Energieträger für die Wärmeversorgung einzusetzen. Zudem sollten diese möglichst preiswert sein. Bei den in der Regel abgelegenen Standorten der Abwasserbetriebe kommen für die Heizwärmeversorgung meist nur

- Ölheizung
- Gas (Flüssiggas, wenn vorhanden Erdgas)
- elektrische Heizung, auch als Wärmepumpe

in Betracht.

Die Kläranlage des Zweckverbandes Frohnach in Niederfrohna mit einer Kapazität von 40.000 EW arbeitet nach dem Belebtschlammverfahren mit Schlammbehandlung und energetischer Nutzung. Die Anlage ist eine der größten im Aufstauprinzip funktionierenden Anlagen für Mischwasser in Deutschland, die vom Zulauf bis zum Vorfluter komplett im freien Gefälle arbeitet.

Für die Beheizung des Verwaltungsgebäudes wurde eine Wärmepumpe vorgesehen und installiert. Diese soll nun im Zuge von Einsparungsmöglichkeiten durch Wärmerückgewinnung aus den Belüftungsleitungen für die Belebungsbecken ersetzt oder zumindest entlastet werden. Der in der biologischen Reinigung benötigte Luftsauerstoff wird vielfach durch Drehkolbengebläse in die Belebungsbecken gefördert. Diese geringe Kompression der Luft ist mit einer Erwärmung verbunden. Diese Wärmeenergie kann zur Warmwasserbereitung und zur Beheizung genutzt werden. Hierzu entzieht ein Wärmetauscher der Luft ihre Wärme.



Abbildung 1: Verwaltungsgebäude Zweckverband Frohnach in Niederfrohna

2. Grundlagen

2.1 Geschichte Kläranlage Niederfrohna

Die seit 1967 in Betrieb gewesene vollbiologische Anlage war mit ihrem Leistungsvermögen bezüglich des Abbaus von Schmutzstoffen an ihre Grenzen gestoßen. Im Abwasser enthaltene Nährstoffe vermochte sie nicht zu entfernen. Deshalb war im April 2001 deren Ertüchtigung in Angriff genommen worden. Vorklärung, Bioreaktoren und Nachklärung der Anlage arbeiteten bis zu diesem Zeitpunkt nach dem herkömmlichen Durchlaufverfahren. Dies wurde nun im Zuge von Umbauarbeiten auf das Aufstauprinzip umgestellt. Dies ermöglicht eine sehr gute Abwasserreinigung auch bei stoßartigem Anfall der im Abwasser enthaltenen Schmutz- und Nährstoffe. Die Anlage wird vom Zulauf bis zur Einleitung in den Frohnbach im freien Gefälle durchflossen. Hebewerke werden nicht benötigt. Störanfälligkeit und Energiebedarf bleiben dadurch gering.

Die Kläranlage ist gekapselt ausgeführt und mit einer biologischen Abluftbehandlung versehen. Im Keller des zu diesem Zeitpunkt neu errichteten Betriebsgebäudes (Verwaltungsgebäudes) befinden sich die Kompressoren für die Druckbelüftung der Belebungsbecken des zentralen Klärwerks. Die Belastung der Anwohner durch Schall und Geruchsstoffe ist nach diesen baulichen Maßnahmen deutlich verringert worden. Der Umbau war abschnittsweise und bei laufendem Betrieb der Altanlage durchgeführt worden, und zwar ohne, dass eine erhöhte Belastung des Frohnbachs infolge des Baugeschehens eingetreten war.



Abbildung 2: Kläranlage Niederfrohna

2.2 Ist – Zustand des Verwaltungsgebäudes und des HAR

2.2.1 Vorbemerkung

Bei dem vorliegenden Objekt handelt sich um ein 2-geschossiges Gebäude mit einem ausgebauten Steildach. Es beinhaltet eine Heizungsanlage ohne zentrale Warmwasserbereitung. Die Bereitstellung dieser Heizungswärme erfolgt mittels einer Luft / Wasser – Wärmepumpe. Die Aufstellung der Wärmepumpe erfolgte im Kellergeschoss im Hausanschlussraum (HAR), wo auch die Kompressoren für die Verdichtung der Luft sowie die elektrischen Hausanschlusskästen untergebracht sind. Hier wird zum Teil schon die durch die Komprimierung der Luft anfallende Abwärme im Ansaugbereich der Wärmepumpe genutzt. So das man von annähernd gleichen Eintrittstemperaturen in den Wärmepumpenkreislauf sprechen kann.

2.2.2 Berechnungsgrundlagen

Der Wärmebedarf für das Verwaltungsgebäude wurde auf der Grundlage der DIN 4701/83 für eine minimale Außentemperatur von -16 °C ermittelt. (Anhang 1)
Folgende Raumtemperaturen wurden der Berechnung zu Grunde gelegt:

- Büro 21 °C
- Flure 15 °C
- WC 18 °C
- Treppenhaus 10 °C

2.2.3 Heizsystem

Die gesamte Heizungsanlage wurde für eine Temperaturspreizung von 35 °C Vorlauf zu 28 °C im Rücklauf ausgelegt (Anhang 2). Das Gebäude wird mit Ausnahme des Treppenhauses komplett mit einer Fußbodenheizung erwärmt. Die Verteiler der einzelnen Heizschleifen in den Etagen bzw. Räumen sind im Flur bzw. in den Büros zugänglich.

2.2.4 Heizzentrale

Sie befindet sich wie schon eingangs beschrieben im Hausanschlussraum und weist folgende technischen Daten auf:

- Erforderliche Wärmeleistung : 21 kW
- Temperaturspreizung : 35/28 °C
- Zulässiger min. Betriebsdruck : 1,4 bar
- Ansprechdruck des Sicherheitsventils : 2,5 bar
- Wasserinhalt der Anlage mit Speicher : 900 l
- Erforderliche Wassermenge der Gesamtanlage : 2,1 m³/h
- Differenzdruck der Heizkreise : 290 mbar

Die Vorlauftemperatur wird witterungsabhängig geregelt. Die Verteilung der Wärme erfolgt über einen Wärmespeicher (Pufferspeicher 600 l) im Kellergeschoss (HAR) und wird von hier aus zu den Verteilern in den jeweiligen Etagen über eine Steigleitung geführt. Um auch in den Wintermonaten eine ständige Wärmeleistung für die Heizzwecke zu garantieren wird mittels Einschraub-Heizelementen, die sich im Pufferspeicher befinden, die erforderliche Wärmeenergie zur Verfügung gestellt. In die Rücklaufleitung zu den Kesseleinheiten wurde das Ausdehnungsgefäß eingebunden.



Abbildung 3 und 4: Einschraub-Heizelemente für Pufferspeicher

2.2.5 Rohrleitungen

Heizanlage:

Die Rohrleitungen im Kellergeschoss (Kupferrohr) wurden von der Wärmepumpe zum Speicher geführt. Am Speicher erfolgt dann die Verteilung über eine Heizkreispumpe mit Mischerbaustein. In den jeweiligen Fluren der Etagen befinden sich neben den Steigsträngen (Kupferrohr) die Verteilerschränke in dafür vorgesehenen Aussparungen.

Sanitäranlage:

Die Warmwassererzeugung erfolgt dezentral mittels elektrischen Durchlauferhitzern. Für die Kaltwasserleitungen wurden Kunststoffrohre verwendet.

Belüftungsleitungen:

Diese führen von den Kompressoren auf zwei Strecken zu den Belebungsbecken. Die Leitungen bestehen aus Guss und sind durch Flansche miteinander verschraubt. Die Größe der Leitungen wächst von DN 150 auf DN 350 an.



Abbildung 5 und 6: Gussleitungen von den Drehkolbengebläsen mit der gering komprimierten Gebläseluft zur Sammelleitung

2.2.6 Isolierung

Sämtliche Rohrleitungen im Kellergeschoß wurden mit 100 % gemäß Heizungsanlagenverordnung isoliert, die Steigstränge mit 50 %. Die Kaltwasserleitung wurde im Kellerbereich gegen Schwitzwasser und im Steigstrang mit 50 % gedämmt. Die Belüftungsleitungen für die Belebungsbecken wurden nicht isoliert.

Folgende Isolierstärken wurden bei einer Wärmeleitfähigkeit von $k = 0,035 \text{ W/m}$ des Isoliermaterials eingehalten:

DIN [mm]	Isolierstärken [mm]	Stützweite [m]
15 x 1	20	1,15
18 x 1	20	1,40
22 x 1	20	1,60
28 x 1,5	30	1,80
35 x 1,5	30	2,00

Tabelle 1: Vorhandene Isolierstärken

2.2.7 Drehkolbengebläse („Delta Blower“ Aerzener Maschinenfabrik)

Drehkolbengebläseaggregate sind geeignet zur absolut ölfreien Verdichtung von Luft und Stickstoff. Mit speziellen Stufen- und Aggregateausführungen auch für Deponiegas, Faulgas, Grubengas, Prozessgase etc.. Diese Gebläseaggregate werden in der Industrie, in Klärwerken, Schwimmbädern, pneumatischen Förderprozessen und bei der Verdichtung von Gasen in der chemischen Industrie eingesetzt. Drehkolbengebläse sind für lange Laufzeiten im Dauerbetrieb, bei hoher Zuverlässigkeit konzipiert.

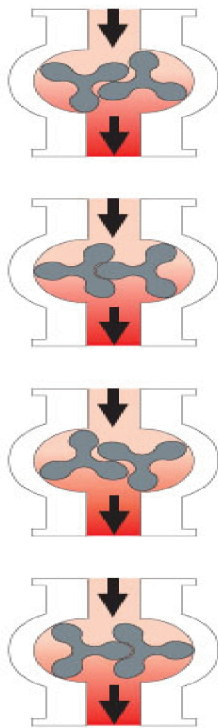
Im Folgenden soll ein Überblick über die Leistungsdaten der vorhandenen Kompressoren sowie deren prinzipielle Arbeitsweise und einzelnen Bausteine gegeben werden.

Leistungsdaten eines Kompressors:

Gebläsetyp	Delta Blower GM 35 S
Hersteller	Aerzener Maschinenfabrik
Motorleistung eines Gebläses	70 kW (gegeben)
Druckerhöhung	1,0 – 1,65 bar
Kompressionsendtemperatur	ca. 40 °C (errechnet)
Ansaugvolumenstrom	35, 30 m³/min (gegeben)
Gebläsedrehzahl	3490 1/min (gegeben)
Frequenz	50 Hz (gegeben)
Ansaugtemperatur	5 °C – 20 °C (Jahreszeit abhängig)
Druckdifferenz	0,650 bar (gegeben)
Ansaugdruck	1,0 bar(gegeben)

Tabelle 2: Daten der Wärmerückgewinnung durch Nutzung der Gebläseabwärme

Arbeitsweise¹:



Zwischen den Drehkolben und dem Gehäuse wird ein bestimmtes Volumen eingeschlossen und von der Saug- zur Druckseite gefördert. Durch diese zwangsweise Arbeitsweise passt sich das Gebläse den jeweiligen Betriebsdrücken der Anlage an. Der Volumenstrom ändert sich bei schwankenden Gegendrücken nur geringfügig. Die Steuerzahnräder sichern den berührungsfreien Lauf der Drehkolben. Die Gebläse mit dreiflügeligen Drehkolben haben zwei im Gehäuse eingegossene Kanäle, die das Rückschlagen des Mediums in die Förderkammer so steuern, dass durch Interferenz eine weitestgehende Pulsationslöschung erreicht wird. Es genügen einfach zu konstruierende Absorptionsschalldämpfer, um die Rohrleitungen zu entstoren. Die Beeinflussung nachfolgender Rohrleitungen wird deutlich vermindert.

¹ Kolbenverdichter. –Berlin: Springer Verlag, 1992

Beschreibung der einzelnen Bausteine²:

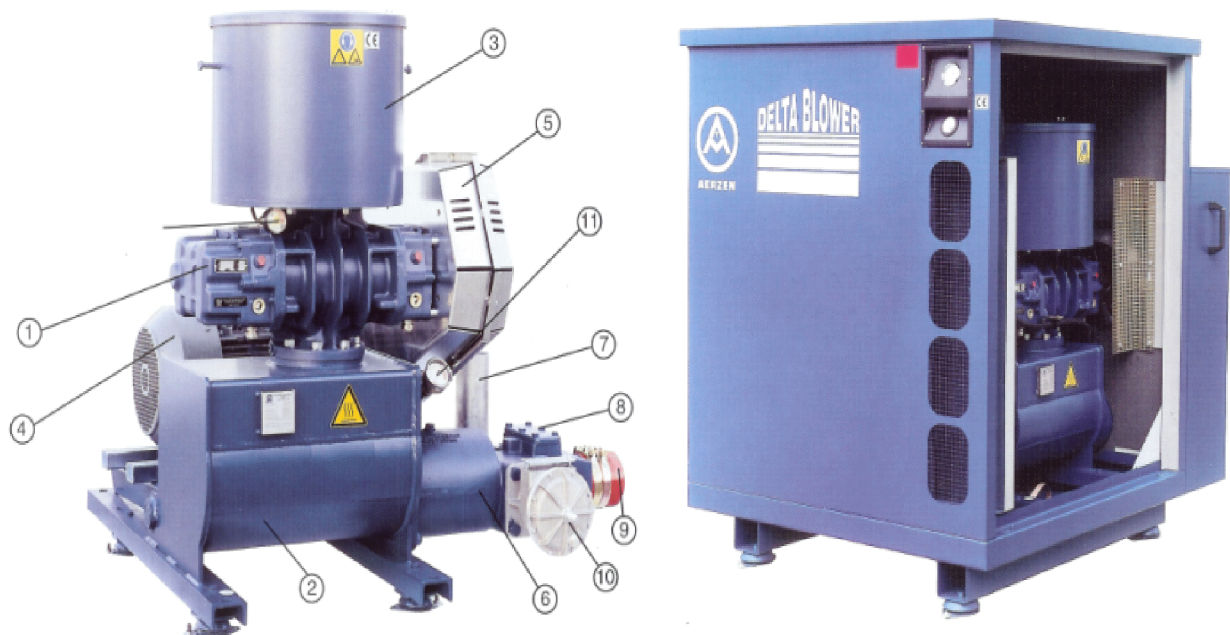


Abbildung 7: Einzelne Bausteine sowie Ansicht des Gehäuses für die Verdichterbausteine

Gebläsestufe (1)

- Mit vertikalem Durchgang von oben nach unten, Drehrichtung der Antriebswelle ist nach links.

Grundträger (2)

- Als verwindungssteifer Behälter in Stahl ausgeführt.

Ansaugsystem (3)

- Bestehend aus einer Kombination aus Saugschalldämpfer und Ansaugfilter. Die Bauteile sind in einem gemeinsamen Gehäuse untergebracht, dass unmittelbar auf dem Saugstutzen des Gebläses montiert ist. Ansaugung erfolgt standardmäßig aus der Umgebung.

Antrieb (4)

- Der Gebläsestufe ist mittels Drehstrommotor über Hochleistungs-Schmalkeilriemenantrieb gewährleistet. (5)

Anschlußgehäuse (6)

- In gegossener Ausführung (DN 50 bis DN 200) mit stehend montiertem Druckventil (7) sowie eingebauter Rückschlagklappe (8)

² Betriebsanleitung Drehkolbengebläse Aerzener Maschinenfabrik

Zubehör

- Druckseitiger Axialkompensator anstelle der elastischen Gummimuffe (9)
- Anfahrentlastung (10) nur notwendig bei Stern-Dreieckanlauf des Motors
- Manometer (11) zur Anzeige des Förderdrucks
- Wartungsanzeige (12) zur Überwachung des Ansaugfilters
- Schallhaube, zwangsbelüftet durch ein Lüfterrad auf der Gebläsewelle mit Ölauffangwanne

3. *Nutzungsmöglichkeiten der anfallenden Abwärme*

3.1 *Allgemeine Begriffe*³

Wärmerückgewinnung (WRG)

Ist eine Bezeichnung für Maßnahmen zur Mehrfachnutzung der Wärmeenergie beziehungsweise der Enthalpie der ein Gebäude oder eine Prozess verlassenden Massenströme. (zum Beispiel Abluft, Abgase) Von Wärmerückgewinnung spricht man wenn die Abwärme demselben Prozess bei dem sie entsteht wieder zugeführt wird. Zum Einsatz kommen dabei meist Wärmetauscher, Wärmepumpen oder ähnliches.

Abwärme

Ist jener Anteil der Wärme welcher auf der Ausgabenseite der Wärmebilanz neben der Nutzwärme als verbleibender Rest der an die Umgebung abgegebenen Wärme auftritt. Diese Wärme verlässt somit den Produktionsprozess ohne weitere Nutzung als gebundene oder fühlbare Abwärme.

Teile der Abwärme:

➤ *Umwärme*

Umwärme ist der Teil der Abwärme, der innerhalb des Systems mit demselben Wärmeträger umgewälzt wird (z.B. die in einer raumluftechnischen Anlage mit der Umluft umgewälzte Wärme).

³ VDI 2071 Wärmerückgewinnung in raumluftechnischen Anlagen

➤ *Fortwärme*

Fortwärme ist der Teil der Abwärme, der alle nicht nutzbaren und nicht durch WRG genutzten Wärmemengen umfasst. Fortwärme kann jedoch, sofern sie erfassbar ist, noch genutzt werden.

➤ *Rückwärme*

Rückwärme ist jener Teil der Abwärme, der durch WRG in dasselbe System unter Wechsel des Wärmeträgers zurückgeführt wird (z.B. von der Fortluft zur Außenluft).

*Wärmetauscher*⁴

Ist eine Einrichtung zum Wärmeaustausch zwischen zwei physikalisch getrennten Fluiden. Die Wärmeleistung eines Wärmeaustauschers ist dessen Leistung, ausgedrückt in Form von einigen oder allen der folgenden Positionen:

- Wärmedurchgang
- Durchflußmenge
- Temperatur
- Temperaturdifferenz
- Druckabfall
- Wärmeübergangszahl,

die durch Messung bestimmt oder aus gemessenen Parametern berechnet werden können.

3.2 Nutzungsarten

Es stehen 3 Varianten zur Abwärmennutzung zur Verfügung:

- Konventioneller Wärmetausch
- Wärmepumpen
- Wärmekraftanlagen

⁴ DIN EN 305 Wärmeaustauscher - Begriffe und allgemeine Festlegungen bei der Prüfung zur Leistungsbestimmung

Es werden im Folgenden die beiden ersten Betrachtungen näher erläutert:

3.2.1 Wärmeübertrager (Wärmetauscher)⁵

In Wärmeübertragern wird Wärme von einem wärmeren Stoff an einen kälteren abgegeben. Man unterscheidet drei Ausführungsarten:

- Rekuperativwärmeübertrager
- Regenerativwärmeübertrager
- Mischwärmeübertrager

Rekuperative Wärmeübertrager:

Der wärmeabgebende und wärmeaufnehmende Stoff strömen zugleich und sind durch eine Wand (Heizfläche) voneinander getrennt. Beispiele dafür befinden sich in Heizkesseln oder Ölkühlern.

Regenerative Wärmeübertrager:

Eine wärmespeichernde Masse (Schamottestein, Stahlblech) wird von einem wärmeabgebenden Stoff aufgeheizt. Anschließend werden die Stoffströme umgeschaltet und der wärmeaufnehmende Stoff kühlt Speichermasse wieder ab. Ein Beispiel dafür ist das Vorwärmen der Verbrennungsgase.

Mischwärmeübertrager:

In diesem Fall fehlt die Heizfläche. Der wärmeabgebende und wärmeaufnehmende Stoff berühren sich direkt. Beispiele dafür sind der Kühlturm oder der Einspritzkühler.

⁵ Einführung in die Thermodynamik. -13.Aufl. –München

Im Wärmeübertrager laufen in zwei getrennten Systemen Strömungsprozesse ab. Bei Reibungsfreiheit bleibt der Druck des durchströmten Fluids demnach konstant. Je nach der Bauart des Wärmeübertragers strömen Fluide im Gegen-, Gleich- oder Kreuzstrom. Für die Abwärmenutzung eignen sich Gegenstromwärmetauscher am besten. Mit ihnen kann ein Stoff auf eine höhere Temperatur vorgewärmt werden als mit einem Gleichstrom- oder Kreuzstrom – Wärmetauschverfahren. Die Begründung dafür lautet: „Ein Gegenstromwärmetauscher hat einen besseren Temperaturtauscheffekt als ein Kreuzstromwärmetauscher und dieser ist besser geeignet als ein Gleichstromwärmetauscher“⁶

Anordnungsvarianten von Wärmeübertragern⁷:

Gleichstromanordnung:

Das Kühl- und Heizmittel überströmen die Heizfläche in gleicher Richtung. Am Heizflächenanfang ist das Temperaturgefälle am größten, mit zunehmendem Weg nähern sich die Temperaturen immer mehr an. Das Heizmittel strömt bei Gleichstrom stets wärmer ab als das Kühlmittel



Abbildung 8: Gleichstromsystem

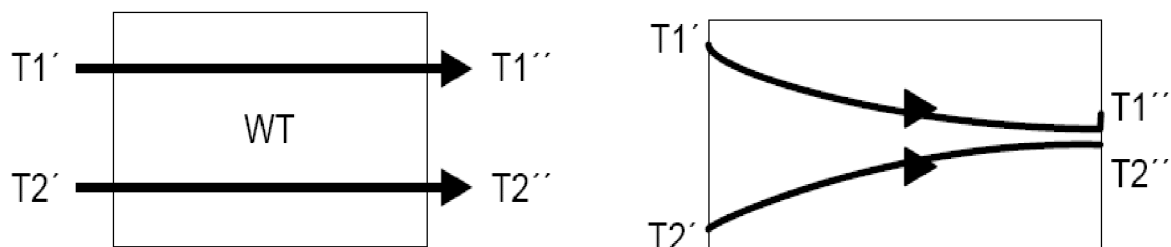


Abbildung 9: Stromführung durch den Wärmeübertrager bei Gleichstrom

⁶ Erneuerbare Energien. – 3.Aufl. - Berlin . Springer, 2003

⁷ DIN EN 247 Wärmetauscher - Terminologie

Eintrittstemperaturen werden mit einem Strich dargestellt und Austrittstemperaturen mit zwei Strichen.

Weiterhin soll Fluid 1 das abzukühlende und Fluid 2 das zu erwärmende Fluid darstellen.

Gegenstromanordnung:

Das Kühlmittel strömt in entgegengesetzter Richtung zum Heizmittel. Zum Übertragen gleicher Wärmeleistung ist bei Gegenstrom eine kleinere Heizfläche als bei Gleichstrom notwendig. Ist der Wärmekapazitätsstrom unendlich, dann bleibt dessen Temperatur entlang der Heizfläche konstant (bei Verdampfung und Kondensation)



Abbildung 10: Gegenstromanordnung

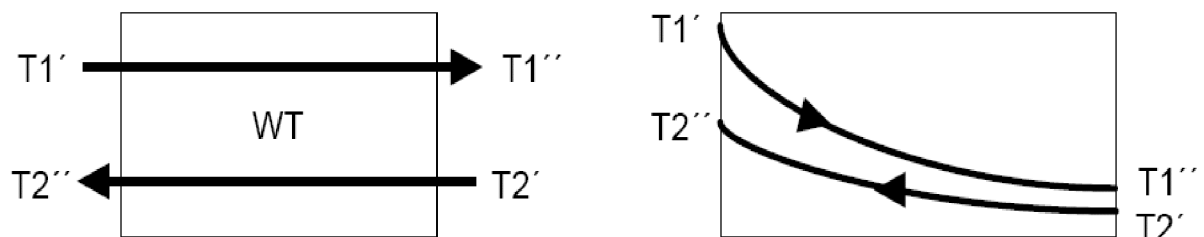


Abbildung 11: Stromführung durch den Wärmeübertrager bei Gegenstrom

Kreuzstromanordnung:

Das Heiz- und Kühlmittel strömt über Kreuz zueinander. Der Temperaturverlauf ergibt das mittlere logarithmische Temperaturgefälle. Dieses wird wie beim Gegenstrom ermittelt und mit einem Korrekturfaktor der kleiner eins ist multipliziert.

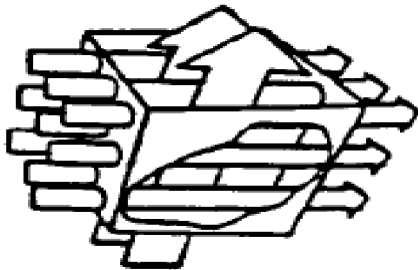


Abbildung 12: Reiner Kreuzstrom

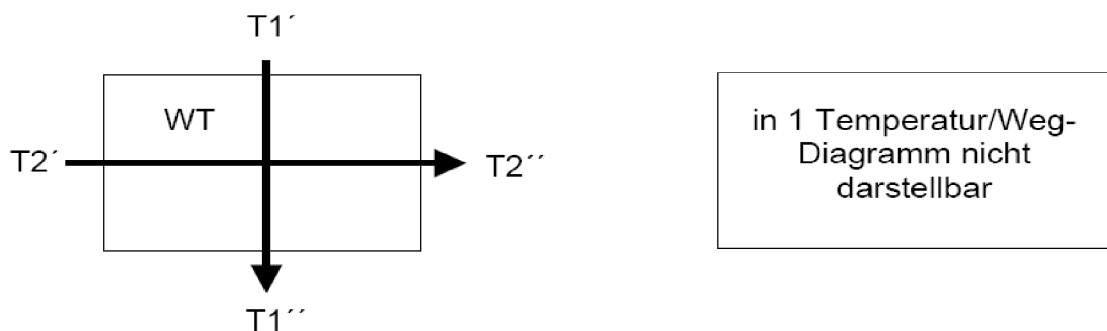


Abbildung 13: Stromführung durch den Wärmeübertrager bei Kreuzstrom

Der Wärmetauscher benötigt kein Arbeitsmedium und keine Antriebsenergie, um mit ihm auf Temperaturen unterhalb der Abwärmetemperatur vorzuwärmen, dadurch nimmt er unter der Variante des konventionellen Wärmetausches und der Variante einer Wärmepumpe für die Abwärmenutzung eine gewisse Sonderstellung ein. Der Hauptanteil des Wärmbedarfs liegt aber in einem Temperaturbereich über jenem des Abwärmeangebotes.

Die Anwendung von Wärmetauschern ist im Niedertemperaturbereich (bis maximal 55°C) nur bedingt möglich. Solche Bedingungen treten dann auf, wenn die Abwärmetemperatur hoch genug ist, um Nieder- oder eventuell Mitteldampfdruck erzeugen zu können.

Eine Variante zur Verbesserung des Wärmetauschereinsatzes besteht in einer Optimierung von Wärmeübertragungssystemen. Betrachtet man das Problem nur vom Gesichtspunkt optimaler Energieausnutzung, so ist es vorteilhaft, zur Aufwärmung eines Einsatzstoffes mit niederem Temperaturniveau auch einen Abwärmestrom mit niedriger Temperatur heranzuziehen, dadurch bleiben die Abwärmeströme im höheren Temperaturbereich für eine andere Verwendung frei. In jedem Fall müssen neben den Gesichtspunkten der besten Energieausnutzung auch noch die Aspekte der Wirtschaftlichkeit und der Betriebssicherheit berücksichtigt werden

4. Wärmepumpen (Allgemein)

Definition⁸:

Die Wärmepumpe ist ein „Gerät, welches bei einer bestimmten Temperatur Wärme aufnimmt (kalte Seite) und diese nach Zufuhr von Antriebsarbeit bei einem höheren Temperaturniveau wieder abgibt (warme Seite)“

Damit kann eine Wärmepumpe einer Wärmequelle thermische Energie auf einem niedrigen Temperaturniveau (z. B. Umgebungsluft) entziehen. Die aufgenommene Wärmeenergie einschließlich der – in Wärme umgewandelten – eingesetzten Antriebsarbeit wird dann in Form von thermischer Energie auf einem höheren Temperaturniveau zur Nutzung bereitgestellt. Die notwendige Antriebsenergie kann je nach Funktionsprinzip der Wärmepumpe in Form von mechanischer Energie oder von Wärme zugeführt werden.

Als Wärmequellen stehen zur Verfügung⁹:

- *Erdreich:*

Als Langzeitspeicher von Umweltenergien dient das Erdreich. Ein entscheidendes Kriterium um das Erdreich als Wärmequelle zu nutzen ist die Tatsache, dass es sich um in der Erdkruste gespeicherte Energie handelt.

⁸ Erneuerbare Energien. – 3.Aufl. - Berlin . Springer, 2003

⁹ Untersuchung der Energieeinsparungsmöglichkeiten durch Rückgewinnung von Abwärme – 2006

- *Wasser:*

Es besitzt eine hohe spezifischen Wärmekapazität von $c_{p_{\text{Wasser}}} \approx 4,2 \text{ kJ/(kgK)}$ und ist deshalb sehr gut als Wärmequelle geeignet. Das Grundwasser oder auch das Oberflächenwasser dienen als Quelle. Folgende Faktoren sind dabei für eine wirtschaftliche thermische Nutzung zu beachten:

- Wasserangebot (zeitliche und örtliche Verfügbarkeit)
- Wärmeverbraucher (Heizleistung, Entfernung der Wärmequelle zum Verbraucher)
- Wasserchemie (Wasserinhaltsstoffe, Materialauswahl, Reinigungsmöglichkeiten)
- Temperatur des Wassers (Ermittlung des jährlichen Temperaturmittels)

- *Luft:*

Kann als Wärmequelle überall genutzt werden. Um Luft durch seine geringe spezifischen Wärmekapazität von $c_{p_{\text{Luft}}} \approx 1,0 \text{ kJ/(kgK)}$ im Gegensatz zu Wasser nutzen zu können sind große Volumenströme notwendig. Die Lüfter einer Wärmequellenanlage haben dadurch hohe Leistungsaufnahmen. Der Gebäudewärmebedarf verläuft gegensätzlich zur Temperatur der Außenluft. Somit ist bei tiefen Außentemperaturen und hohen Wärmebedarf die Wärmequelle am kältesten, dadurch sinkt die Heizleistung der Wärmepumpe.

Die Wärmepumpe hat also in Temperatur schwachen Zeiten einen niedrigen COP, wenn sie einen großen Temperatursprung realisieren muss. Leider ist sie damit im Winter zum Teil unwirtschaftlich und es muss meist elektrisch nachgeheizt werden.

Eine Wärmepumpe wird oft auch als Wärmetransformator bezeichnet. Sie hebt Energie von einem niederen auf ein höheres Temperaturniveau an. Dabei ist sie nicht als eine Pumpe im engeren Sinn zu verstehen, sondern als technisches System von mehreren Komponenten.

Diese setzen sich zusammen aus:

- Verdampfer
- Verdichter
 - mechanisch: Kompressionswärmepumpe
 - thermisch: Sorptionswärmepumpe
- Kondensator
- Expansionsventil

Wärmepumpenarten:

- Sole / Wasser Wärmepumpe
- Luft / Wasser Wärmepumpe
- Wasser / Wasser Wärmepumpe
- Luft / Luft Wärmepumpe

4.1 Betriebsweisen von Wärmepumpen

Wärmepumpen zur Raumheizung können je nach Raumbedingungen grundsätzlich auf unterschiedliche Art und Weise betrieben werden. Die gewählte Betriebsweise richtet sich vor allem nach dem im Gebäude vorhandenen bzw. geplanten Wärmeabgabesystem und der gewählten Wärmequelle.

- Monovalente Betriebsweise

Von monovalenter Betriebsweise spricht man dann, wenn ein Wärmeerzeuger (Wärmepumpe) den gesamten Wärmebedarf für Heizung und Warmwasser deckt. Dafür optimal sind die Wärmequellen Erde und Grundwasser, da diese Wärmequellen nahezu unabhängig sind von der Außentemperatur und bei tiefen Temperaturen ausreichend Wärme liefern.

- Bivalente Betriebsweise

Hier wird neben der Wärmepumpe immer ein zweiter Wärmeerzeuger eingesetzt, oft ein bestehender Öl oder Gaskessel. Bei Ein- und Zweifamilienhäusern hatte diese Betriebsweise in der Vergangenheit eine große Bedeutung, vor allem in Kombination mit Luft / Wasser-Wärmepumpen. Hier wurde die Grundversorgung mit der Wärmepumpe realisiert und ab einer Außentemperatur, z. B. unter 0°C ein Öl- oder Gaskessel zugeschaltet. Aus wirtschaftlichen Gründen sind bei dieser Betriebsweise immer zwei Wärmeerzeuger mit zwei verschiedenen Energiequellen notwendig, dadurch stehen diese Systeme mittlerweile nicht mehr im Brennpunkt und werden nur noch sehr vereinzelt realisiert.

- Monoenergetische Betriebsweise

Bei der monoenergetischen Betriebsweise werden Energiespitzen durch einen integrierten elektrischen Zuheizter (zum Beispiel Heizstab) gedeckt. Idealerweise ist dieser Zuheizter in der Lage sowohl die Warmwasserbereitung als auch die Heizung zu unterstützen. Denn dann ist auch eine Temperaturerhöhung des Brauchwassers in Form einer Legionellschaltung möglich. Beide Wärmeerzeuger nutzen die gleiche Energiequelle. Die monoenergetische Betriebsweise hat sich als die wirtschaftlichste Betriebsweise herausgestellt, da die Wärmepumpe etwas kleiner dimensioniert werden können, dadurch günstiger in der Anschaffung sind und länger im optimalen Betriebsbereich arbeiten. Dabei ist eine exakte Auslegung wichtig, um den Stromverbrauch des Zuheizers möglichst klein zu gestalten.

4.2 Arbeitsweise einer Wärmepumpe im Allgemeinen¹⁰:

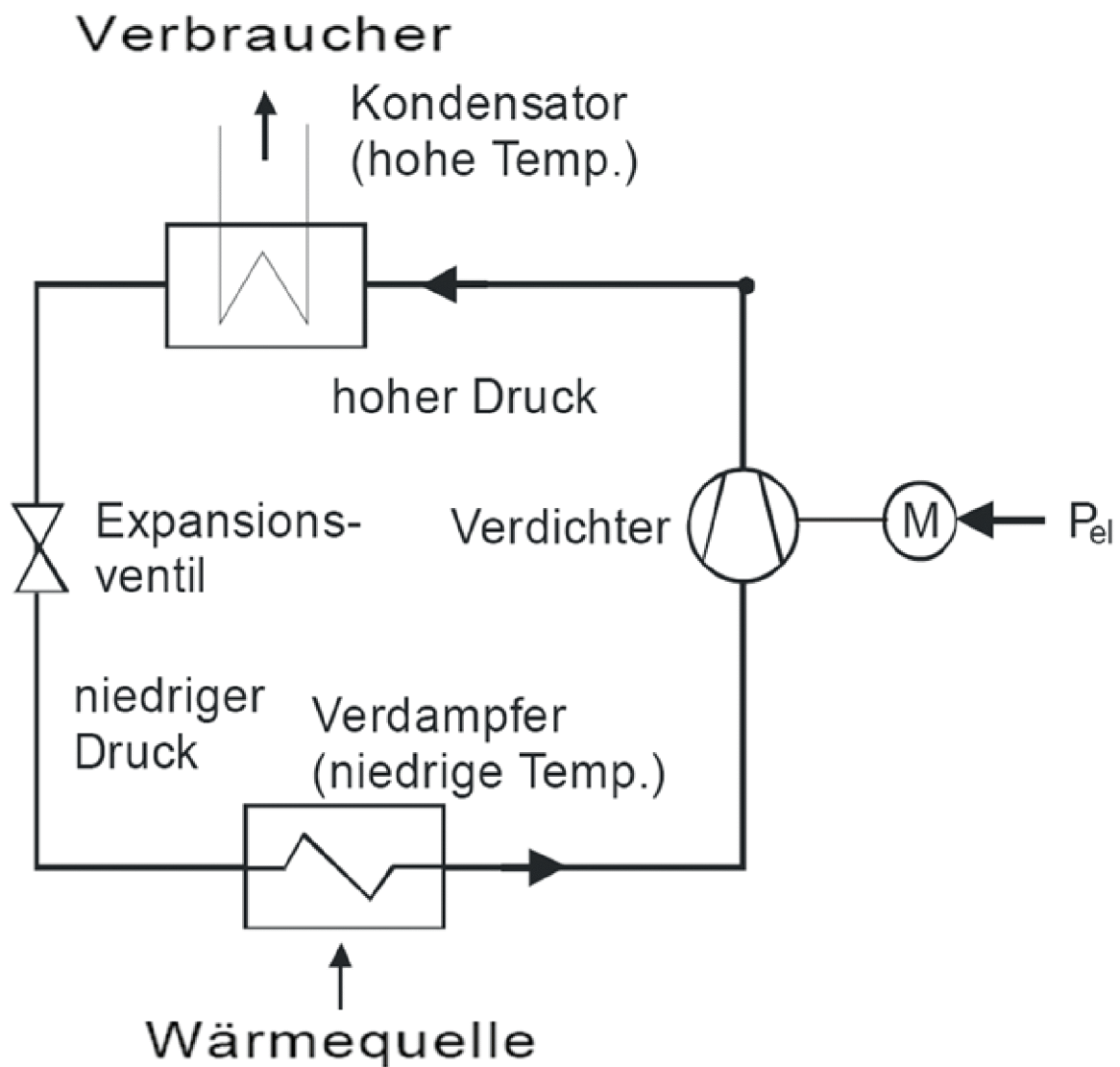


Abbildung 14: Ablauf des Wärmepumpenprozesses

- Der Verdampfer nimmt die Wärme von der Wärmequelle (Erdreich, Wasser oder Luft) auf und überträgt sie an das flüssige Kältemittel. Die Temperatur der Wärmequelle ist höher als der Siedepunkt des Kältemittels. Das Kältemittel verdampft.
- Das gasförmige Kältemittel wird vom Verdichter (Kompressor) angesaugt und verdichtet. Bei der Verdichtung steigen Druck und Temperatur des Dampfes

¹⁰ Vorlesungsunterlagen, Technische Thermodynamik

- Vom Kompressor gelangt das Kältemittel in den Kondensator (Verflüssiger). Im Verflüssiger wird die Wärme vom Wärmepumpenkreislauf an den Heizkreislauf (Verbraucher) abgegeben. Die Temperatur des Heizkreislaufes ist niedriger als die Verflüssigungstemperatur des dampfförmigen Kältemittels. Das Kältemittel kondensiert und wird verflüssigt.
- Nach dem Kondensator gelangt das flüssige Kältemittel über das Expansionsventil (Drosselventil) zu dem Verdampfer zurück. Durch das Expansionsventil wird das flüssige Kältemittel wieder auf den Ursprungsdruck entspannt. Der Kreislauf ist geschlossen.

4.3 Arbeitsweise der Kompakt-Luft / Wasser-Wärmepumpe



Abbildung 15: Kompakt-Luft / Wasser-Wärmepumpe (Stiebel Eltron)(WPL 33)

Über den luftseitigen Wärmetauscher (Verdampfer) wird der Luft (Ansaugung der Luft wird aus dem Gebäudeinneren (HAR) vorgenommen) bei kontinuierlichen Temperaturen von 10 °C bis 20 °C Wärme entzogen. Durch anfallende Abwärme ist ganzjährig von einer konstanten Temperatur im Hausanschlussraum auszugehen. Unter Zugabe von elektrischer Energie (Verdichter) wird das Heizwasser im wasserseitigen Wärmeaustauscher (Verflüssiger) auf die Vorlauftemperatur erwärmt.

Durch den Wärmepumpen-Manager (WPM) wird die Heizleistung der Wärmepumpe und der darin enthaltenen zwei Verdichter dem benötigten Heizwärmebedarf angepasst. Die Verteilung der Wärme erfolgt über einen Wärmespeicher (Pufferspeicher) im Keller und wird von hier aus zu den jeweiligen Verteilern in den jeweiligen Etagen über Steigleitungen geführt.

Der Pufferspeicher dient zur hydraulischen Entkoppelung der Volumenströme im Wärmepumpen- und Heizkreis. Um das Aufheizen der Fußbodenheizung zu gewährleisten, ist der Speicher mit elektrischen Heizpatronen versehen worden. In die Rücklaufleitung zu den Kesseleinheiten wurde das Ausdehnungsgefäß eingebunden. Die Heizungsanlage wurde mit einem entsprechenden Mischerglied ausgestattet. Die Entlüftung der Wärmepumpe wurde außerhalb des Gebäudes gelegt.



Abbildung 16: Wärmepumpen-Manager (WPM)

5. Wärmetechnische Berechnungen

Im Folgenden sollen mittels verschiedener Berechnungen Aussagen darüber getroffen werden ob es möglich ist die durch die Kompression von Luft anfallende Abwärme für die hier benötigten Heizzwecke zu Nutzen. Des Weiteren soll mittels dieser Ergebnisse beurteilt werden ob es in Zukunft möglich ist die vorhandene Wärmepumpe durch einen geeigneten Wärmetauscher zu ersetzen. Mit den sich durch die Berechnung ergebenden Werten sollte es mir möglich sein auch einen für diesen Fall benötigten Wärmetauscher auszulegen.

5.1 Wärmebedarf des Verwaltungsgebäudes

Als Berechnungsgrundlage für den Norm - Gebäudewärmebedarf konnte ich auf die Wärmebedarfsberechnung aus dem Jahr 2001 zurückgreifen. Diese ist zwar nach der damals noch gültigen DIN 4701 berechnet und nicht nach der aktuellen DIN EN 12831, jedoch bin ich der Meinung das sie aussagekräftig genug ist. Dieser Punkt stützt sich auf die Grundlage, dass der berechnete Wärmebedarf allen Varianten meiner Berechnung zugrunde gelegt wird. Eventuelle Differenzen zum tatsächlichen Wärmebedarf sind somit in allen Varianten gleich groß. Des Weiteren hatte ich die Möglichkeit auf einen bereits ausgestellten Energieausweis aus dem Jahre 2008 zurückzugreifen. Aufgrund dieser Möglichkeiten war davon abzusehen den Norm – Gebäudewärmebedarf erneut zu berechnen. Im Rahmen dieser Diplomarbeit würde dies in keinem Aufwand – Nutzen - Verhältnis stehen.

Siehe Anhang 1: Wärmebedarfsberechnung nach DIN 4701 aus dem Jahr 2001.

Siehe Anhang 2: Energieausweis aus dem Jahr 2008

5.2 Berechnung von Kennwerten der Wärmepumpe

In diesem Kapitel geht es darum die Leistungszahl bzw. den COP - Wert der hier vorhandenen Wärmepumpe zu ermitteln um eine prinzipielle Aussage über deren Wirkungsgrad zu treffen. Dieser verdeutlicht wie effektiv die hier beschriebene Wärmepumpe arbeitet.

5.2.1 Leistungszahl

Das Verhältnis von nutzbarer Wärmeleistung zur aufgenommenen elektrischen Antriebsleistung des Kompressors wird als Leistungszahl ε bezeichnet. Als überschlägiger Wert für die Leistungszahl ε kann für heutige Geräte angenommen werden:

$$\varepsilon = 0,5 * \frac{T}{T - T_0} = 0,5 * \frac{\Delta T + T_0}{\Delta T} \quad (1)$$

ε Leistungszahl

T absolute Temperatur der Wärmesenke

T_0 absolute Temperatur der Wärmequelle

Die mit einer Wärmepumpe erreichbare Leistungszahl ist abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und Wärmesenke.

Berechnung:

Bestimmung der Leistungszahl der vorhandenen Wärmepumpe unter Einbeziehung der für die Fußbodenheizung benötigten Vorlauftemperatur von 35 °C bei einer Wärmequellentemperatur von 10 °C (Innenaufstellung)

$$t = 35 \text{ °C}$$

$$T = 273\text{K} + 35\text{K} = 308\text{K}$$

$$t_0 = 10 \text{ °C}$$

$$T_0 = 273\text{K} + 10\text{K} = 283\text{K}$$

$$\Delta T = T - T_0$$

$$\Delta T = 308\text{K} - 283\text{K}$$

$$\Delta T = 25\text{K}$$

Mit den ermittelten Werten folgt aus Formel (1):

$$\varepsilon = 0,5 * \frac{T}{\Delta T} = 0,5 * \frac{308K}{25K} = \underline{\underline{6,16}}$$

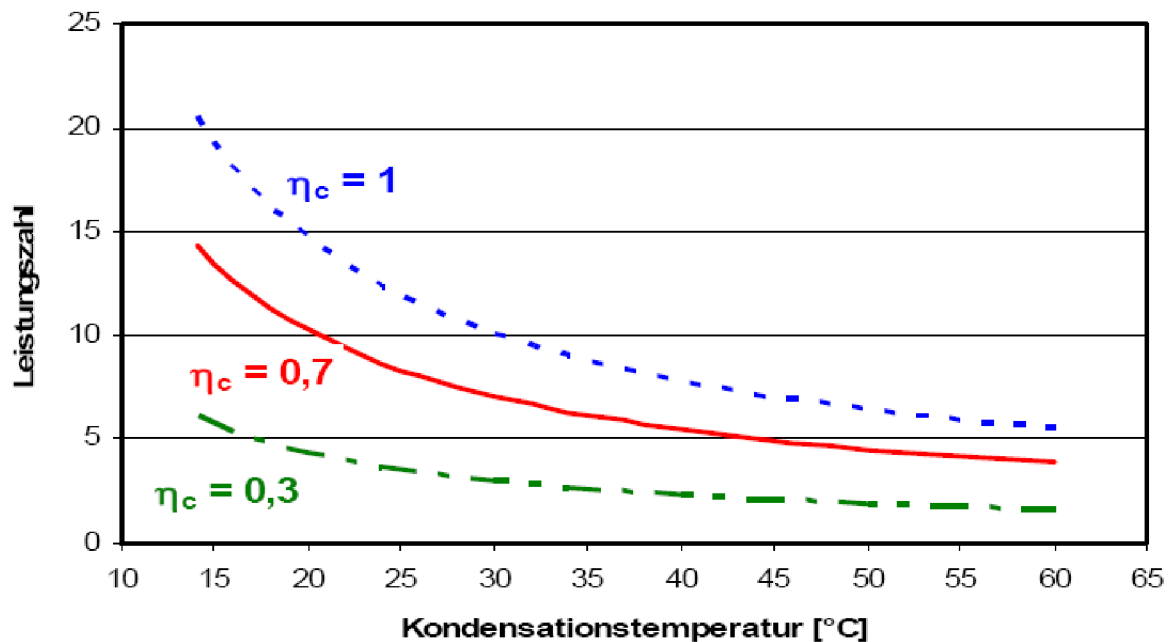


Abbildung 17: Ermittlung des Wirkungsgrades

η Wirkungsgrad

5.2.2 COP (DIN EN 255)

Die Leistungszahl ε ist eine gemessene bzw. berechnete Kennzahl für Wärmepumpen bei speziell definierten Betriebsbedingungen und wird auch als COP (engl. Coefficient Of Performance) bezeichnet.

$$\varepsilon = COP = \frac{P_H}{P_{el}} \quad (2)$$

P_H nutzbare Leistung in [kW]

Laut Datenblatt (Technische Angaben)(Anhang 3) der Firma Stiebel Eltron für das Produkt WPL 33 gilt folgender Wert:

$\hat{P}_H = 10,8 \text{ kW}$ bei A2/W35 (ein Verdichter)

$\hat{P}_H = 14,9 \text{ kW}$ bei A-7/W35 (beide Verdichter)

P_{el} elektrische Leistungsaufnahme (der Pumpe) in [kW]

Laut Datenblatt (Technische Angaben)(Anhang 3) der Firma Stiebel Eltron für das Produkt WPL 33 gilt folgender Wert:

$\hat{P}_{el} = 3,3 \text{ kW}$ bei A2/W35 (ein Verdichter)

$\hat{P}_{el} = 5,8 \text{ kW}$ bei A-7/W35 (beide Verdichter)

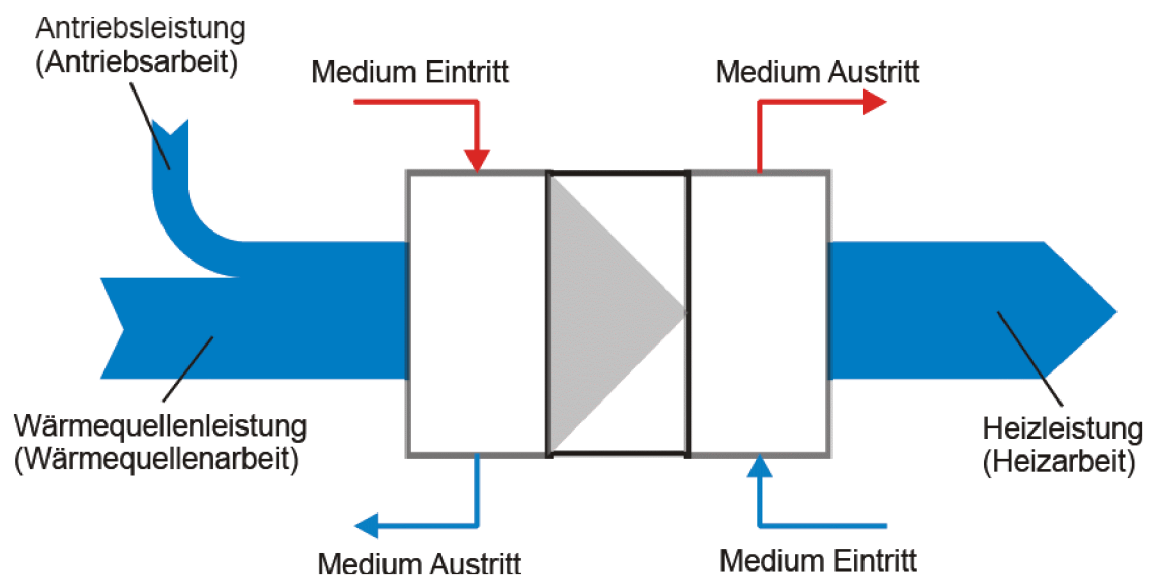


Abbildung 18: Energieflussbild

Nach Rücksprache mit den Verantwortlichen und unter Beachtung der vorhandenen Innenaufstellung der Wärmepumpe kommt nur A2/W35 in Betracht.

Mit den ermittelten Werten folgt aus Formel (2):

$$COP = \frac{10,8kW}{3,3KW} = \underline{\underline{3,27}}$$

5.3 Berechnung der Wärmeübertragung

Zu Beginn ist es entscheidend die in der Leitung mit der komprimierten Luft auftretende Temperatur zu Ermitteln um dann heraus zu finden wie viel Kompressoren eigentlich mit wie viel Hertz arbeiten müssen um den Norm – Gebäudewärmebedarf überhaupt abzudecken.

5.3.1 Berechnung der zur Verfügung stehenden Endtemperatur in der Verdichterleitung

Bei der Verdichtung von Gasen und Dämpfen entsteht Wärme als Koppelenergie. Entscheidend für deren Nutzung ist das verfügbare Temperaturniveau der erzeugbaren Wärme. Als günstige Wärmequelle erweist sich komprimierte Luft. Sie ist nicht nur sauber und wenig korrosiv, sondern besitzt eine physikalische Eigenschaft, die beim Verdichten hohe Kompressionsendtemperaturen sichert, das ist der große Polytropenexponent n , der für Luft einen Betrag von 1,3 aufweist. Die polytrope Kompressionsendtemperatur ergibt sich für trockene Verdichtung aus der Gleichung:

$$T_2 = T_1 * \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3)$$

und zeigt, dass nicht nur n , sondern auch das Druckverhältnis p_2 / p_1 die Höhe der Kompressionsendtemperatur bestimmt. Druckluft ist also eine ideale Wärmequelle, wenn man die Abkühlung der Luft unter Wärmegewinnung mit bestimmten Vorlauftemperaturen des Wärmeträgers ausführen kann.

Es ist zur Vereinfachung von einer Polytropen Zustandsänderung ausgegangen wurden. Grund dafür ist die Tatsache, dass bei den Verdichtungs Vorgängen der Bereich der Polytropen zwischen der Isothermen und der Isentropen liegt. Die Isotherme Verdichtung würde eintreten wenn die bei der Kompression verrichtete Arbeit in Form von Wärme über die Systemgrenzen abgeführt wird. Das ist nur theoretisch möglich wenn die Vorgänge sehr langsam ablaufen. Bei der Isentropen Zustandsänderung wird eine völlig adiabate Systemgrenze vorausgesetzt. Auch dies ist nur theoretisch möglich. Zum Beispiel bei sehr schnell verlaufenden Vorgängen. Die Kompression verläuft demnach zwischen der Isothermen und der Isentropen mit dem Polytropenexponent. Die Zustandsänderung wird nach Formel (3) berechnet und ergibt eine potenzielle Endtemperatur der Verdichtung. Diese Temperaturerhöhung ist das potenzial der gesamten Variante, welche ich hier untersuche.

- T_1 Raumtemperatur (HAR) im Winter in [K]
(wird im durchschnitt mit 5 °C angenommen)
- p_1 Eingangsdruck in [bar]
- p_2 Ausgangsdruck in [bar]
- n Polytropenexponent (wird mit 1,3 angenommen)

Aus Formel (3) folgt:

$$T_2 = 278,15K * \left(\frac{1,65bar}{1,0bar}\right)^{\frac{1,3-1}{1,3}}$$

$$\underline{\underline{T_2 = 312,23K \Rightarrow t_2 = 39^\circ C}}$$

Bei den anschließenden Berechnungen steht eine Endtemperatur von 39 °C nach der Verdichtung zur Verfügung. Diese kann und soll zur Beheizung des Verwaltungsgebäudes genutzt werden. Die Endtemperatur würde sich natürlich mit steigender Eingangstemperatur in den Kompressor ebenfalls erhöhen. Dies soll in folgender Grafik verdeutlicht werden.

Mögliche Eingangstemperaturen in den Kompressor [°C]	Endtemperaturen nach der Berechnung mit vorangegangener Gleichung [°C]
0	33,46
5	39,07
10	44,70
15	50,30
20	55,91
25	61,52

Tabelle 3: Übersicht von Eingangs,- zu Endtemperaturen im Kompressor

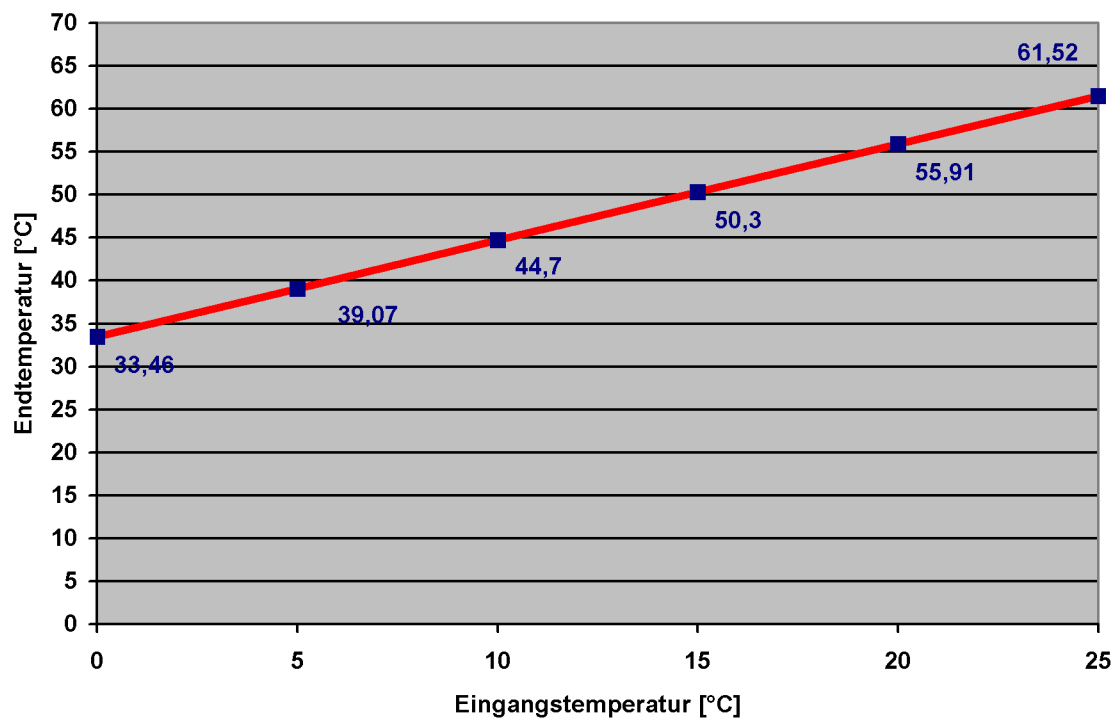


Abbildung 19: Temperaturanstieg von Eingang,- zu Endtemperatur im Kompressor

5.3.2 Berechnung des zur Verfügung stehenden Massestromes für einen Verdichter

$$p_1 * \dot{V} = \dot{m} * R * T_1 \quad (4)$$

Aus Formel (4) folgt:

$$\dot{m} = \frac{p_1 * \dot{V}}{R * T_1}$$

\dot{m} Massenstrom $[\frac{kg}{s}]$

R universelle Gaskonstante $[\frac{J}{kg * K}]$

$$R = 0,2871 \frac{kJ}{kg * K} = 287,1 \frac{J}{kg * K}$$

T_1 Raumtemperatur im Winter in [K]

$$T_1 = 278,15K \Rightarrow t_2 = 5 \text{ °C}$$

\dot{V} Ansaugvolumenstrom

<u>Betrieb bei 50 Hz</u>	<u>Betrieb bei 30 Hz</u>
entspricht 35.30 m³/min	entspricht 21,18 m³/min

Da die Kompressoren nicht ausschließlich unter Volllast betrieben werden wird eine Berechnung des zur Verfügung stehenden Massestromes sowohl bei 50 Hz als auch bei 30 Hz betrachtet.

$$\dot{V} \hat{=} 35,30 \text{ m}^3/\text{min} \hat{=} 0,588 \text{ m}^3/\text{s} \hat{=} 50 \text{ Hz}$$

$$\dot{V} \hat{=} 21,18 \text{ m}^3/\text{min} \hat{=} 0,353 \text{ m}^3/\text{s} \hat{=} 30 \text{ Hz}$$

p_1 Eingangdruck in [Pa]

$$p_1 = 1,0 \text{ bar} = 100000 \text{ Pa}$$

Betrieb bei 50 Hz:

Aus Formel (4) folgt:

$$\dot{m} = \frac{100000 \text{ Pa} * 35,3 \text{ m}^3 * \text{kg} * \text{K} * \text{min}}{\text{min} * 287,1 \text{ J} * 278,15 \text{ K} * 60 \text{ s}}$$

$$[\dot{m}] = \frac{\text{kg} * \text{m}^3 * \text{kg} * \text{K} * \text{min} * \text{s}^2}{\text{m}^2 * \text{s}^2 * \text{min} * \text{kg} * \text{m}^2 * \text{K} * \text{s}} = \frac{\text{ks}}{\text{s}}$$

$$\dot{m} = 0,737 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Betrieb bei 30 Hz:

Aus Formel (4) folgt:

$$\dot{m} = \frac{100000 \text{ Pa} * 21,18 \text{ m}^3 * \text{kg} * \text{K} * \text{min}}{\text{min} * 287,1 \text{ J} * 278,15 \text{ K} * 60 \text{ s}}$$

$$\dot{m} = 0,442 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

5.3.3 Berechnung der Lufttemperatur nach dem Wärmetauscher

Wenn

a.) nur ein Kompressor läuft bei 50 Hz

b.) nur ein Kompressor läuft bei 30 Hz

und die Normheizlast von 20.930 entzogen wird.

\dot{Q}_N Normheizlast

$$\dot{Q}_N = \dot{m}_L * c_p * (T_2 - T_1) \quad (5)$$

$$T_2 - T_1 = \frac{\dot{Q}_N}{\dot{m} * c}$$

Aus Formel (5) folgt:

$$T_2 = T_1 + \frac{\dot{Q}_N}{\dot{m} * c}$$

$\dot{m}_{Luft_{50Hz}}$ Massenstrom der Luft bei 50 Hz

$$\dot{m}_{Luft_{50Hz}} = 0,737 \frac{kg}{s}$$

$\dot{m}_{Luft_{30Hz}}$ Massenstrom der Luft bei 30 Hz

$$\dot{m}_{Luft_{30Hz}} = 0,442 \frac{kg}{s}$$

T_1 zur Verfügung stehende Temperatur in der komprimierten Luft

$$T_1 = 312,23K$$

c_p spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck

$$c_p = 1,01 \frac{kJ}{kg * K}$$

Zu a.)

Aus Formel (5) folgt:

$$T_2 = 312,23K + \frac{-20930Ws * kg * K}{0,737kg * 1010J}$$

$$[T_2] = K + \frac{J * s * kg * K}{s * kg * J}$$

$$\underline{\underline{T_2 = 284.11K \Rightarrow t_2 = 10,96^\circ C}}$$

Zu b.)

Aus Formel (5) folgt:

$$T_2 = 312,23K + \frac{-20930Ws * kg * K}{0,442kg * 1010J}$$

$$\underline{\underline{T_2 = 265.34K \Rightarrow t_2 = -7,81^\circ C}}$$

T_2 ist die noch vorhandene Lufttemperatur nach dem potentiellen Wärmetauscher. Wie zu erkennen ist reicht die im Fall a zur Verfügung stehende Wärmeenergie aus um die geforderten 20,93 kW Normheizlast dem System zu entziehen. Allerdings genügt es nicht mehr, wie im Fall b zu erkennen. Da der im Fall b beschriebene Betriebszustand der häufigere bzw. durchschnittlichere ist, müssen für die Versorgung der Heizstränge vom Pufferspeicher ausgehend mindestens zwei oder gar drei Kompressoren laufen.

Es ist davon auszugehen, dass vier Belebungsbecken mit einem maximalen Füllstand von 6,50 m, dies entspricht 3900 m³ Klärschlämmen, intervallartig mit Luft angereichert werden müssen. Im Durchschnitt sind die Belebungsbecken allerdings mit einem Füllstand von 4,50 m und den daraus resultierenden 2700 m³ Klärschlämmen zu betrachten.

Von den im HAR verbauten fünf Kompressoren arbeiten maximal drei auf einen der beiden Hauptstränge (d = 350 mm) zu den Klärbecken. Mit einem Strang (Belüftungsleitung) werden zwei Belebungsbecken mit komprimierter Luft angereichert. Hier ist zu beachten, dass nur immer jeweils ein Belebungsbecken versorgt wird. Die Zykluszeit für einen Kompressor beträgt 400 min (8 Stunden) davon ist er 326 min in Betrieb.

Durch eine computergestützte Software wird mittels verschiedener Messmethoden ermittelt wann welcher Reaktor mit Luft versorgt werden muss. Außerdem wird damit festgelegt wie viel Kompressoren überhaupt dazu notwendig sind bzw. mit wie viel Leistung sie eigentlich betrieben werden.

Dazu im Folgenden der rechnerische Nachweis:

Betrieb mit zwei Kompressoren bei 30 Hz:

Aus Formel (5) folgt:

$$T_2 = 312,23K + \frac{-20930Ws * kg * K}{2 * 0,442kg * 1010J}$$

$$\underline{\underline{T_2 = 288.78K \Rightarrow t_2 = 15,63^{\circ}C}}$$

Betrieb mit drei Kompressoren bei 30 Hz:

Aus Formel (5) folgt:

$$T_2 = 312,23K + \frac{-20930Ws * kg * K}{3 * 0,442kg * 1010J}$$

$$\underline{\underline{T_2 = 296.60K \Rightarrow t_2 = 23,45^{\circ}C}}$$

Übersicht:

Betrieb der Kompressoren bei 30 Hz

	1 Kompressor	2 Kompressoren	3 Kompressoren
Lufttemperatur [°C] nach Wärmetauscher	-7,81	15,63	23,45

Betrieb mit zwei Kompressoren bei 50 Hz:

Aus Formel (5) folgt:

$$T_2 = 312,23K + \frac{-20930Ws * kg * K}{2 * 0,737kg * 1010J}$$

$$\underline{\underline{T_2 = 298.17K \Rightarrow t_2 = 25,02^{\circ}C}}$$

Betrieb mit drei Kompressoren bei 50 Hz:

Aus Formel (5) folgt:

$$T_2 = 312,23K + \frac{-20930Ws * kg * K}{3 * 0,737kg * 1010J}$$

$$\underline{\underline{T_2 = 302.85K \Rightarrow t_2 = 29,70^{\circ}C}}$$

Übersicht:

Betrieb der Kompressoren bei 50 Hz

	1 Kompressor	2 Kompressoren	3 Kompressoren
Lufttemperatur [°C] nach Wärmetauscher	10,96	25,02	29,7

5.4 Berechnung des Massestromes in den Rohrleitungen des Heizsystems

$$\dot{Q} = \dot{m} * c_{H_2O} * \Delta T \quad (6)$$

Aus Formel (6) folgt:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c_{H_2O} * \Delta T}$$

\dot{Q} Wärmeleistung/Wärmestrom [Ws]

\dot{m} Massenstrom in den Heizleitungen [$\frac{kg}{s}$]

c_{H_2O} spezifische Wärmekapazität von Wasser [$\frac{J}{kg * K}$]

$$c_{H_2O} = 4190 \frac{J}{kg * K}$$

ΔT Temperaturdifferenz zwischen Heizungsvorlauf und Rücklauf [K]

$$t_v = 35 \text{ °C} = T_v = 308,15K$$

$$t_R = 28 \text{ °C} = T_R = 301,15K$$

Aus Formel (6) folgt:

$$\dot{m} = \frac{20930Ws * kg * K}{4190J * (308.15K - 301,15K) * s}$$

$$[\dot{m}] = \frac{J * kg * K}{J * K * s}$$

$$\underline{\underline{\dot{m} = 0,713 \frac{kg}{s}}}$$

5.5 Auslegung eines geeigneten Wärmetauschers

Die Berechnung des übertragenen Wärmestroms ist durch folgende Gleichung möglich:

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{Q} = k * A * \Delta T_m \quad (7)$$

\dot{Q} Wärmeleistung/Wärmestrom [Ws]

k Wärmedurchgangskoeffizient

A Fläche [m²]

ΔT_m mittlere Temperaturdifferenz [K]

wobei diese Formel nur dann gilt, wenn an jeder Stelle der Wärmeübertragungsfläche A der Wärmedurchgangskoeffizient k konstant ist. In technischen Unterlagen werden Wärmeübertrager in der Regel durch den „kA-Wert“ charakterisiert. Er beschreibt die Leistungsfähigkeit des Wärmeübertragers bei bestimmten Randbedingungen.

Die mittlere Temperaturdifferenz ΔT_m zwischen beiden Fluiden kann nicht über eine arithmetische Mittelwertbildung bestimmt werden. Dies würde zu große Fehler mit sich bringen. Stattdessen muss eine Integration der örtlichen Differenz bei den Fluidtemperaturen über die Übertragungsfläche hinweg erfolgen. Nach Integration ergibt sich dann abhängig von der Stromführung:

Gleichstrom:

$$\Delta T_m = \frac{T_1' - T_2' - (T_1'' - T_2'')}{\ln \frac{T_1' - T_2'}{T_1'' - T_2''}}$$

Gegenstrom:

$$\Delta T_m = \frac{T_1'' - T_2' - (T_1' - T_2'')}{\ln \frac{T_1'' - T_2'}{T_1' - T_2''}}$$

6. Wirtschaftlichkeitsbetrachtung¹¹

Da jedes Entwicklungsvorhaben einem messbaren Gewinn bzw. Nutzen dient, wird es stets unter dem Aspekt der Wirtschaftlichkeit betrachtet. Dazu gibt es verschiedene Methode die zum Einsatz kommen können. Man unterscheidet hauptsächlich in statische Rechnungsmethoden und dynamische Rechnungsmethoden, wobei die dynamischen Methoden zeitliche Unterschiede im Verlauf des Projekts berücksichtigen.

Statische Rechenmethoden:

- *Kostenvergleichsrechnung:*

Die Voraussetzung dafür ist das die Erträge der verglichenen Vorhaben gleich hoch sein müssen. Gewählt wird dann die Alternative mit den geringsten jährlichen Kosten.

- *Amortisationsrechnung (auch Kapitalrückflussrechnung):*

Bei dieser Methode ist ein Vorhaben dann wirtschaftlich, wenn der errechnete Zeitraum, in dem der Kapitaleinsatz über die Erlöse wieder zurückgeflossen ist, kleiner ist als der geforderte.

- *Rentabilitätsrechnung (Return-on-Investment Methode)*

Ein Vorhaben ist rentabel, wenn eine vorgegebene Mindestrentabilität erfüllt ist. Die Rentabilität wird aus dem Quotienten von durchschnittlichem Gewinn zu durchschnittlich gebundenem Kapital ermittelt.

Dynamische Rechenmethoden:

- *Kapitalwertmethode:*

Der Kapitalwert einer Investition, ist die Differenz aller abgezinste Ausgaben und Einnahmen zum Betrachtungszeitpunkt. Dies stellt bei dieser Methode den Beurteilungsmaßstab für die Wirtschaftlichkeit dar.

¹¹ VDI 2067-01 Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen - Grundlagen und Kostenberechnung

- *Annuitätenmethode*

Die Annuität entspricht dem durchschnittlichen, auf einen Bezugszeitpunkt abgezinsten Jahreseinnahmeüberschuss. Dies wird bei dieser Methode als Wirtschaftlichkeitsmaßstab eingesetzt. Ein Vorhaben ist wirtschaftlich, wenn der durchschnittliche Rückfluss pro Jahr größer ist als die Annuität des Kapitaleinsatzes.

- *Interne Zinsfußmethode bzw. Marginalrenditerechnung*

Mit dieser Methode wird die tatsächliche Verzinsung des eingesetzten Kapitals errechnet. Der interne Zinsfuß einer Investition entspricht dem Grenzzinssatz (Marginalrendite). Der Barwert der Ausgaben ist bei diesem Grenzzinssatz gleich dem Barwert der Einnahmen. Ein Vorhaben ist wirtschaftlich, wenn die Marginalrendite größer ist als die Mindestverschuldung

6.1 Laufende Kosten (Variante 1)

Es werden die laufenden Kosten des Energieverbrauches mit anschließender Energiekostenermittlung auf ein Jahr im jetzigen Zustand der Anlage betrachtet: Als Verbraucher werden gezählt:

- Wärmepumpe / Ansauglüfter
- Umwälzpumpe (zwischen Wärmepumpe und Pufferspeicher)
- Umwälzpumpe (zwischen Pufferspeicher und Heizkreisverteilung)
- Elektrische Heizpatronen in Pufferspeicher

Wärmepumpe inklusive Ansauglüfter für Zuluft:

Leistungsaufnahme	bei A-7 / W35 (beide Verdichter	5,8 kW
	bei A 2 / W35 (ein Verdichter)	3,3 kW

Tabelle 4: Leistungsaufnahme der Wärmepumpe

Da durch die Innenaufstellung der Wärmepumpe konstante Temperaturen von mindestens ca. 5 - 10 °C angesaugt werden und der zweite Verdichter der Wärmepumpe nur manuell Zugeschaltet wird wenn die Außentemperaturen auf unter -10 °C fällt reicht der Betrieb eines Verdichters aus, daher wird hier von einer Leistungsaufnahme von 3,3 kW ausgegangen.

Daher folgt:

Gemessene Betriebsstunden der Wärmepumpe auf ein Jahr (08.01.2008 – 08.01.2009) betragen rund 1500 h.

$$W = P_{el} * t \quad (8)$$

W elektrische Arbeit [kWh]

P_{el} Elektrische Leistung [kW]

t Zeit [h]

Aus Formel (8) folgt:

$$W = 3,3kW * 1500h$$

$$\underline{\underline{W = 4950kWh}}$$

Umwälzpumpe (zwischen Wärmepumpe und Pufferspeicher) (Grundfos UPS 32 – 60)

Stufen	Leistungsaufnahme
P1	45 W
P2	65 W
P3	90 W

Tabelle 5: Leistungsstufen Umwälzpumpe (Grundfos UPS 32 – 60)

Die Umwälzpumpe wird vorrangig in der dritten Leistungsstufe betrieben es ist von einer Leistungsaufnahme von 90 W auszugehen.

Daher folgt:

Die Betriebszeiten der Umwälzpumpe reichen von 6000 bis zum Teil über 7000 Stunden pro Jahr. Wird der automatische Heizbetrieb in den Sommermonaten (01. Juni- 31. August) manuell deaktiviert, verringern sich die Laufzeiten, je nach Standort, um ca. 150 bis 900 Stunden pro Jahr. Für die Ermittlung der Kilowattstunden der Umwälzpumpe wurde im Fall des Verwaltungsgebäudes in Niederfrohna von 6050 Stunden ausgegangen. Der Grund für solch hohe Laufzeiten ist die Tatsache, dass in der Heizperiode die Umwälzpumpe Massenstromkonstant gefahren wird. Das heißt das die Umwälzpumpe fast die ganze Zeit läuft, wenn auch mit geringer Temperaturdifferenz in der Zeit wenn eine geringere Heizlast benötigt wird.

Aus Formel (8) folgt:

$$W = 0,090kW * 6050h$$

$$\underline{\underline{W = 544,5kWh}}$$

**Umwälzpumpe (zwischen Pufferspeicher und Heizkreisverteilung)
(Grundfos UPS 25 – 60)**

Stufen	Leistungsaufnahme
P1	45 W
P2	65 W
P3	90 W

Tabelle 6: Leistungsstufen Umwälzpumpe (Grundfos UPS 25 – 60)

Die Umwälzpumpe wird vorrangig in der dritten Leitungsstufe betrieben es ist von einer Leistungsaufnahme von 90 W auszugehen.

Daher folgt:

Auch bei der Umwälzpumpe für die Verteilung der Wärme vom Pufferspeicher zu den Heizkreisen wird wie schon beim voran gegangenen Fall der Umwälzpumpe für die Umwälzung zwischen Wärmepumpe und Pufferspeicher von einer Betriebszeit von 6050 Stunden ausgegangen.

Aus Formel (8) folgt:

$$W = 0,090kW * 6050h$$

$$\underline{W = 544,5kWh}$$

Elektrische Heizpatronen in Pufferspeicher

Diese sind als eine Sicherheit für eventuelle Leistungsspitzen eingeplant worden. Sie werden in diesem Fall manuell zugeschaltet wenn die Außentemperatur unter -10 °C fällt. Die Umschaltung auf den zusätzlichen Betrieb der elektrischen Heizpatronen im Pufferspeicher ist natürlich auch elektronisch möglich. Da das Absinken der Temperaturen im Winter auf unter -10 °C in unseren Breiten nicht all zu häufig vorkommt halten sich hier auch die aufgewendeten Betriebsstunden in Grenzen. Zudem ist auch in diesem Zusammenhang zu betrachten, dass die vorhandene Wärmepumpe mit zwei Verdichtern ausgestattet ist von denen aber einer für die Versorgung des Pufferspeichers ausreicht, wenn die Außentemperaturen über -10 °C liegen. Daher wurde in diesem Fall auch darauf verzichtet den zweiten Verdichter zur Abdeckung der Leistungsspitzen zu verwenden. Es wird angestrebt, dass ein Verdichter unter voller Auslastung arbeitet und nicht beide bei womöglich halber Leistung arbeiten. Es ist natürlich zu Überlegung ob der Betrieb der beiden Heizpatronen oder womöglich der Einsatz beider Verdichter die effektivere Variante ist die Leistungsspitzen der Anlage abzudecken.

Daher folgt:

Gemessene Betriebsstunden der zwei elektrischen Heizpatronen auf ein Jahr (08.01.2008 – 08.01.2009) betragen 76 h.

Aus Formel (8) folgt:

$$W = 6kW * 76h$$

$$\underline{\underline{W = 456kWh}}$$

Da es Anfang 2008 zu Problemen kam mit der zu diesem Zeitpunkt arbeitenden Wärmepumpe wurde diese durch die Wärmepumpe Stiebel Eltron WPL 33 ersetzt. Diese arbeitet seither zuverlässig und einwandfrei. Für die Betrachtung der Wirtschaftlichkeit ist es aus diesem Grund schwer langfristige bzw. durchschnittliche Werte zu ermitteln da diese nur für ein Jahr rückwirkend zur Verfügung standen.

Zusammenfassung Variante 1:

Wärmepumpe/Ansauglüfter	:	4950 kWh
Umwälzpumpe 1	:	+544,5 kWh
Umwälzpumpe 2	:	+544,5 kWh
<u>Heizpatronen</u>	:	<u>+456 kWh</u>
Gesamt	:	<u>6495 kWh</u>

6.2 Laufende Kosten (Variante 2)

Es werden die laufenden Kosten des Energieverbrauches mit anschließender Energiekostenermittlung auf ein Jahr bei verändertem Zustand der Anlage (mit Wärmetauschern) gezählt:

Als Verbraucher werden betrachtet:

- Umwälzpumpe (zwischen Wärmetauscher und Pufferspeicher)
- Umwälzpumpe (zwischen Pufferspeicher und Heizkreisverteilung)
- Elektrische Heizpatronen in Pufferspeicher

Auch bei dieser Variante sind wieder die beiden Umwälzpumpen sowie die elektrischen Heizpatronen zur Spitzenlastabdeckung zu berücksichtigen. Im Unterschied zur Variante 1 fällt hier die Wärmepumpe/Ansauglüfter als potentieller Verbraucher weg da diese durch einen geeigneten Wärmetauscher ersetzt wurde. Es ist davon auszugehen das sowohl die Umwälzpumpen als auch die elektrischen Heizpatronen im Pufferspeicher ähnliche Verbräuche aufweisen

Daher ergibt sich für:

Umwälzpumpe (zwischen Wärmetauscher und Pufferspeicher)

$$\underline{\underline{W = 544,5kWh}}$$

Umwälzpumpe (zwischen Pufferspeicher und Heizkreisverteilung)

$$\underline{\underline{W = 544,5kWh}}$$

Elektrische Heizpatronen in Pufferspeicher

$$\underline{\underline{W = 456kWh}}$$

Zusammenfassung Variante 2:

Umwälzpumpe 1	:	+544,5 kWh
Umwälzpumpe 2	:	+544,5 kWh
Heizpatronen	:	+456 kWh
<hr/>		
Gesamt	:	<u>1545 kWh</u>

6.3 Amortisationsrechnung

Nachdem nun die Variante 1 und die Variante 2 einzeln aufgeschlüsselt und die potentiellen Kostenverursacher berücksichtigt wurden gilt es nun eine Amortisationszeit zu ermitteln:

Laut Stromvertrag des Zweckverbandes Frohnbach mit der enviaM gilt neben einigen Individualpreisregelungen ein Arbeitspreis.

Dieser beinhaltet:

Der Arbeitspreis für die während der Hochtarifzeit (HT) bezogene elektrische Arbeit beträgt:	6,745 Cent / kWh
Der Arbeitspreis für die während der Niedertarifzeit (NT) bezogene elektrische Arbeit beträgt:	4,745 Cent / kWh

Als Hochtarifzeiten gelten laut Vertrag für das Jahr 2008/09 mit der enviaM die Stunden von Montag bis Freitag von 06:00 Uhr bis 22:00 Uhr und Samstag von 06:00 Uhr bis 13:00 Uhr. Alle übrigen Stunden gelten als Niedertarifzeit.

Da der Hauptverbrauch an Wärmeenergie in die Hochtarifzeit fällt wird dieser Betrag auch als Grundlage für die Rechnung benutzt. Bei Abweichungen der entnommenen Energie zwischen Hoch,- und Niedertarifzeit ergibt sich für beide Varianten der gleiche Fehler und wirkt sich daher nicht nachteilig auf eine der beiden Betrachtungen aus.

Variante 1 weist bei der Betrachtung von einer Wärmepumpe / Ansauglüfter, zwei Umwälzpumpen und den elektrischen Heizpatronen im Pufferspeicher einen Jahresverbrauch von 6495 kWh auf.

Das heißt also:

$$K = k \cdot W \quad (9)$$

K Kosten

k Tarifpreis

W elektrische Arbeit

$$K = 6,745 \text{ Cent / kWh} \cdot 6495 \text{ kWh}$$

$$\underline{K = 438,0 \text{ Euro pro Jahr}}$$

Variante 2 weist bei der Betrachtung von zwei Umwälzpumpen und den elektrischen Heizpatronen im Pufferspeicher einen Jahresverbrauch von 1545 kWh auf.

Das heißt also:

Nach Formel (9) ergibt sich:

$$K = 6,745 \text{ Cent / kWh} \cdot 1545 \text{ kWh}$$

$$\underline{K = 104,2 \text{ Euro pro Jahr}}$$

Aus den beiden vorangegangenen Varianten ergibt sich bei einer Umstellung eine Ersparnis von **333,8 Euro pro Jahr**. Allerdings ist dies nur ein Wert der sich ergeben würde wenn es um eine Neuanschaffung geht und sie sich nicht über einer bestehenden Anlage amortisieren müsste. Dies liegt aber im Folgenden Fall der Kläranlage Frohnbach vor. Bei einer Ersparnis von 333,8 Euro pro Jahr und einer Investitionssumme (bei Betrachtung eines Rohrbündelwärmeübertragers) von mindestens 7.700 Euro beläuft sich die Amortisationszeit auf **23 Jahre**. Diese Zeit würde sich sogar noch ein wenig verlängern da ein Einbau mit dazu gehörigen Materialien auch noch hinzu kommen würde. Außerdem sind diese Gesamtkosten der Investition noch zu verdoppeln da es notwendig ist zwei Wärmetauscher zu installieren da zwei Stränge, in denen erwärmte Luft zu den Bewegungsbecken transportiert wird existieren. Da nicht immer beide Stränge mit erwärmter Luft versorgt werden ist der Einbau eines zweiten Wärmetauschers notwendig um eine Versorgung des Pufferspeichers mit Wärme zu gewährleisten.

6.4 Kostenvergleichsrechnung

Eine andere Variante die Wirtschaftlichkeit zu Betrachten liegt in der Kostenvergleichsrechnung. Ich habe mich dazu entschlossen auch diese Möglichkeit noch etwas ausführlicher zu betrachten da die Investition in die im Moment bestehende Anlage (Wärmepumpe) noch nicht zu lang zurück liegt. An diesem Beispiel soll verdeutlicht werden zu welchen Gunsten sich die Entscheidung des Einbaus eines geeigneten Systems verschoben hätten.

Anfang 2008 kam es zur Neuanschaffung der Wärmepumpe (Stiebel Eltron WPL 33) aufgrund eines defektes der zu diesem Zeitpunkt bestehenden Wärmepumpe. Aufgrund des Ausfalls der Wärmepumpe und mit den damit verbundenen Bemühungen Ersatz dafür zu installieren, wären auch Überlegungen sich die benötigte Heizenergie aus den Belüftungsleitungen zu entnehmen als potentielle Variante für die Beheizung in Betracht zu ziehen gewesen. Man hätte dadurch eine hohe Wirtschaftlichkeit erzielen können. Zum Vergleich werden beiden Varianten noch einmal verglichen.

	Wärmepumpe	Wärmetauscher (Rohrbündelwärmeübertrager)
Investitionskosten:	12.000 Euro	15.400 Euro
Mehrkosten bei der Investition:		3.400 Euro
Verbrauch der zum Betrieb benötigten Komponenten:	6495 kWh	1545 kWh
Daraus entstehende Kosten betrachtet auf ein Jahr:	438,0 Euro	104,2 Euro
Ersparnis pro Jahr:		333,8 Euro

Tabelle 7: Kostenvergleich

Unter der Maßgabe, dass bei diesem Vergleich Zinsen und Zinseszinsen bei eventuellen Krediten nicht mit betrachtet werden ist zu sagen, dass sich nach etwas mehr als 10 Jahren die Mehrinvestition amortisiert hat. Zudem ist bei heutigem Stand der Technik von einer Lebenserwartung der eingesetzten Komponenten von mindestens 20 bis 25 Jahren auszugehen. Demzufolge kommt es nach dem 10 Jahr der Investition in ein System mit zwei Wärmetauschern zu einer Ersparnis von 333,8 Euro pro Jahr im Gegensatz zum Vergleichsmodell mit der Wärmepumpe.

Da man Preisentwicklungen für diesen Zeitraum nicht vorher sehen kann und sich Preisschwankungen auf beide Varianten gleichermaßen niederschlagen würden kann es bei der Ermittlung vernachlässigt werden.

7. Mögliche Ausführungsvarianten

In diesem Abschnitt soll überlegt werden welche Arten von Wärmeübertragern in betracht kommen, sowie deren Aufbau und Funktionsweise etwas näher beschrieben werden. Der in der biologischen Reinigung benötigte Luftsauerstoff wird auf Kläranlagen vielfach durch Drehkolbengebläse in die Belebungsbecken gefördert. Die Verdichtung der Luft ist mit einer Erwärmung verbunden. Diese Wärmeenergie kann zur Warmwasserbereitung und zur Beheizung genutzt werden. Hierzu entzieht ein Wärmetauscher der Luft ihre Wärme. Der Druckverlust im Wärmetauscher ist sehr gering und wirkt sich nicht nachteilig aus.

Die Ausführung beschränkt sich auf zwei Varianten die nach entsprechender Vorauswahl in betracht kommen. Dabei handelt es sich in der Variante 1 um einen Rohrbündelwärmetauscher und in Variante 2 um einen Ringkanalwärmetauscher.

7.1 Variante 1: Rohrbündelwärmeübertrager

Ein durch zahlreiche Firmen vertriebenes Produkt in ausgesprochenen vielen Ausführungsvarianten erhältlich. Die Abbildungen sollen verdeutlichen wie ein entsprechendes Modell ausschauen könnte. Die Firma „Viesel Apparatebau“ hat zudem mittels geeigneter Auslegungssoftware die Konstruktionsdaten eines Rohrbündelwärmeübertragers der hier zum Einsatz kommen könnte errechnet. Da es sich beim benötigten Produkt um eine bzw. zwei Sonderanfertigungen handelt ist die grundlegende Auslegung nur mit entsprechender Software notwendig. Die Konstruktionsdaten sollen Aufschluss über die Größe, Anzahl der benötigten Rohre sowie der Umlenkbleche geben.

7.1.1 Funktionsprinzip

Bei dieser Bauart ist ein Rohrbündel in einem Mantelraum angeordnet. Das eine Fluid durchströmt das Rohrbündel, das andere Fluid umströmt das Rohrbündel im Mantelraum. Um die Anströmung des Rohrbündels und damit die Wärmeübertragung zu verbessern, werden oft Umlenkleche in den Mantelraum eingebaut. Es kann ein Betrieb im Gleich-, Gegen oder Kreuzstrom erfolgen.



Abbildung 20: Rohrbündelwärmeübertrager (Seitenansicht)

Rohrbündelwärmeübertrager zeichnen sich durch eine robuste Bauart aus, die selbst widrigsten Betriebsbedingungen über lange Zeit standhält. Die Übertragungsqualität zu Gunsten der Baugröße steht in einem guten Preis – Leistungs- - Verhältniss. Die Vorteile von Rohrbündelwärmeübertragern sind unter anderem

- eine verbesserte Widerstandsfähigkeit gegenüber Verunreinigungen und Inhaltsstoffen im Medium,
- eine Verträglichkeit gegen schwankende Temperaturen,
- eine Unempfindlichkeit gegen sprunghafte Druckänderungen
- gute Reinigungsmöglichkeiten
- hohe Temperaturverträglichkeit

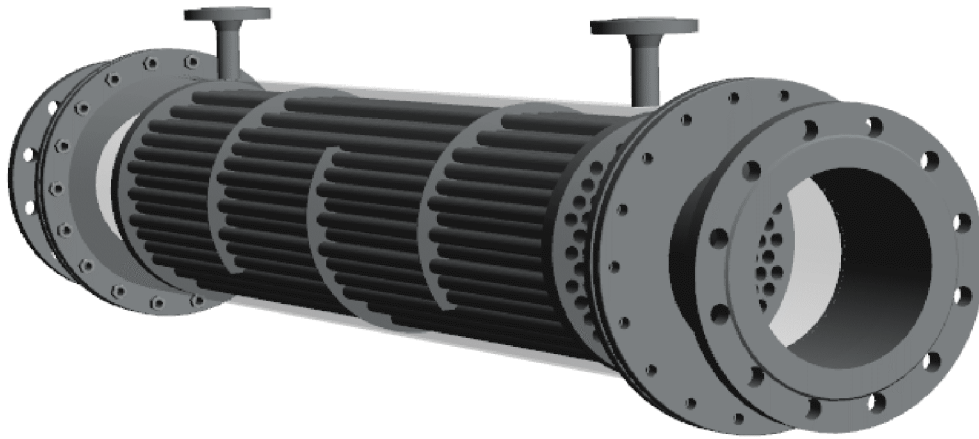


Abbildung 21: Rohrbündelwärmeübertrager (schräge Seitenansicht)



Abbildung 22: Rohrbündelwärmeübertrager (Sicht ins innere auf Querteilung der Rohre)

7.1.2 Leistungsdaten, Konstruktionsdaten

LEISTUNGSDATEN					
Fluid Daten		Mantelseite		Rohrraum	
Fluid Name		Wasser		Luft	
Fluid Menge, Total	kg/s	0,71		0,44	
Dampf (ein /aus)	kg/s				
Flüssigkeit (ein /aus)	kg/s				
Dampf					
Wasser					
Inerte					
Temperatur (ein /aus)	°C	28	29,3	40	31
Dichte	kg/m³	996		1,86	
Viskosität	mPa·s	0,8203		0,019	
Molekulargewicht, Dampf	kg/kmol				
Molekulargewicht, Inerte	kg/kmol				
Spez. Wärmekapazität	J/(kg·K)	4180,9		1007,7	
Wärmeleitfähigkeit	W/(m·K)	0,6133		0,027	
Latente Wärme	J/kg				
Eintrittsdruck (abs.)	bar	6		1,65	
Geschwindigkeit	m/s	0,03		9,56	
Druckverlust, Max./Vorh.	mbar		8,1		5,4
Fouling-Widerstand	m²·K/W	0		0	
Leistung	kW	4			
Wärmedurchgangskoeffizient	W/(m²·K)	66,8			
Log. Temp. Diff. (korrigiert)	K (diff)	6			
Wärmeübertragungsfläche	m²	11,9			
KONSTRUKTIONS DATEN EINES TAUSCHERS					
		Mantelseite	Rohrseite		
Auslegungs-/Testdruck	Pa				
Betriebstemperatur	°C				
Anzahl der Durchgänge		1	1		
Korrosionszuschlag	mm				
Anschlüsse ein		DN300PN6	Muffe R1"		
Größe & aus		DN300PN6	Muffe R1"		
Ausführung Zwischenstufe					
Rohrlänge	mm	1000	Rohr-Material		
Rohr-Außendurchmesser	mm	12	Anzahl Rohre		316
Rohrteilung quer	mm	15	Rohrteilung längs		13
Mantel-Innendurchmesser	mm	300	Mantel-Aussendurchmesser		306
Eintrittshaube / Kanal			Haube		
Festrohrbündel			Schwimmkopf		
Schwimmkopphaube			Prallplatte J/N		
Umlenkblech Durchmesser	mm	297	% Fenster		20
Umlenkblech Abstand	mm	333	Umlenkbleche / Durchgang		2
Dichtungsstreifen					
Dehnungsausgleich			Typ: ABGAGAG3		
pv² Bündel Eintritt			pv² Bündel Austritt		
Dichtung Mantelseite			Dichtung Rohrseite		
- Schwimmkopf					
Berechnungsstandards			TEMA Class		
Gewicht /Mantel	kg		Mit Wasserfüllung		
Gewicht /Bündel	kg				

Tabelle 8: Leistungsdaten und Konstruktionsdaten für eventuellen Wärmetauscher von der Firma „Viesel Apparatebau“

7.2 Variante 2: Ringkanalwärmeübertrager

Dieser auf einen Herrn Dr. Ing. H. Förster patentierte Wärmeübertrager wird schon zuverlässig seit einigen Jahren auf vergleichbaren Kläranlagen eingesetzt. Allerdings sind die Systemtemperaturen höher angesiedelt, die ein optimales Arbeiten voraussetzt. Da in dem Fall der Kläranlage in Niederfrohna nicht ganzjährig von den geforderten Temperaturen auszugehen ist sollte dieser Wärmeübertrager nur bedingt für den Einsatz möglich sein. Trotzdem stellt er eine Alternative zur Wärmepumpe dar.

7.2.1 Funktionsprinzip¹²



Abbildung 23: Ringkanal - Wärmeübertrager auf der KA Braunsbedra

Der Ringkanal - Wärmeübertrager befindet sich auf diesem Bild im unteren Bereich und ist direkt in die Luftleitung der Gebläse eingebunden. Als Wärmeträger wird Kreislaufwasser verwendet, das in einem Ringkanal - Wärmeübertrager auf bis zu 75 bis 80 °C vorgewärmt und in einem Pufferspeicher vorgehalten wird.

¹² Kostenentlastung im Abwasserbetrieb durch innovative Heizung. In: KA – Abwasser

Der Pufferspeicher ist dann erforderlich, wenn kein durchgängiger Betrieb der Gebläse (eines Gebläses) betriebsbedingt möglich ist.

Ringkanalwärmeübertrager arbeiten mit hochberippten Radialrippenrohren, wobei die Wärmeübertragungsfläche auf der Gasseite (außen) bis zu 26 mal größer als auf der Flüssigkeitsseite ist. Bei solchen Flächenreserven sind höhere Luftgeschwindigkeiten entbehrlich, weil die große Flächenreserve auf der Gasseite eine große Wärmeleistung sichert und weil häufig auf der Flüssigkeitsseite durch Verschmutzung Grenzen für die Wärmeleistung gesetzt werden.

Die konstruktive Gestaltung vermeidet stärkere Umlenkung der Gasströmung. Die Luft rotiert mit mäßigen Geschwindigkeiten um ein Zentralrohr. Die axial eingebauten Rippenrohre werden immer exakt quer angeströmt. Im zylindrischen Druckkörper entsteht eine tangentielle Strömung um die Zylinderachse des Apparates. Gegenstrombedingungen werden dadurch gesichert, dass an den axialen Enden des Apparates über 180 ° - Bögen oder über Vorkammern die Flüssigkeit im Kreuz-Gegenstrom geführt wird. Auf diese Weise können extreme Volumenstromverhältnisse zwischen einem Gas und einer Flüssigkeit realisiert und die Gegenstromführung gesichert werden.

Zur Gewinnung von Nutzwärmeströmen aus Abgaswärme und aus verdichteten Gasen eignet sich dieser Wärmeübertrager hervorragend auch als „innerer Wärmeübertrager“ in der Kältetechnik. Er ist für die rationelle Energienutzung und zur Ressourcenschonung eine unverzichtbare Komponente im thermischen Anlagenbau und in der Kältetechnik für den gewerblichen und industriellen Einsatz.



Abbildung 24: Ringkanal - Wärmeübertrager mit U-Rohren bei der Fertigung

7.2.2 Voraussetzungen¹³

Voraussetzung für den Anwender ist ein Wärmeübertrager, der hohen Ansprüchen genügt. Folgende Bedingungen sind zu erfüllen:

- Druckverluste sollen auf Luftseite im Bereich von 5 bis 30 mbar liegen
- Es müssen hohe Wärmeträgertemperaturen erreicht werden, die industriell und im Gewerbebereich vielseitig nutzbar sind – Temperaturen um 50 bis 55 °C sind eindeutig zu wenig. Wärmen mit geringem Temperaturniveau lassen sich auch nicht wirtschaftlich speichern.
- Die Druckluft soll möglichst tief abgekühlt werden, wobei entstehende Kondensate möglichst vollständig abgeschieden werden sollen.
- Trotz großer Volumenstromverhältnisse zwischen der Luftseite und dem flüssigem Wärmeträger sollen Gegenstrombedingungen realisiert werden.

Das sind anspruchsvolle Bedingungen an einen Wärmeübertrager, aber diese sind erfüllbar durch eine spezielle Bauart, dem Ringkanal - Wärmeübertrager. Gegenüber allen anderen Bauarten zeichnet sich dieser Wärmeübertrager aus durch eine rotierende Gas – Strömung um eine Zylinderachse. Die Luft durchströmt ringförmige Kanäle. Dabei gibt es Varianten mit mehreren Ringkanälen (Abbildung 25), mit einem Ringkanal und mit beiderseits einem halben Ringkanal (Abbildung 26).

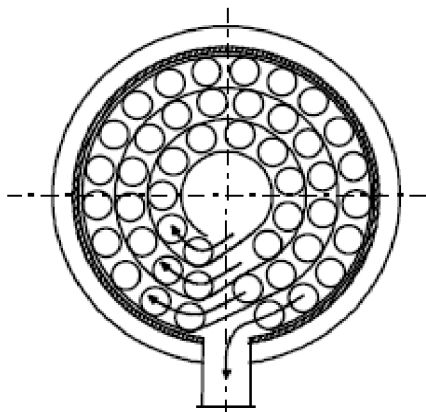


Abbildung 25: Schnitt durch einen Ringkanal - Wärmeübertrager (3 Ringkanäle)

¹³ Kosten- und Umweltentlastungen bei der Druckluftherzeugung

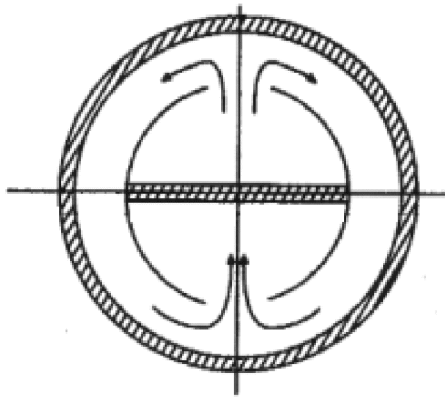


Abbildung 26: Schnitt durch einen Ringkanal -
Wärmeübertrager (zweimal ein halber Ringkanal)

Die Gas- bzw. Luftströmung ist dann exakt parallel der Rippenführung gerichtet und das erklärt den hauptsächlichsten Grund für die extrem geringen Druckverluste dieser Bauart einen Gas- flüssig- Wärmeübertragers. Eine weitere Erklärung für den ungewöhnlichen geringen Druckverlust liefert die große Flächenreserve auf der Gasseite der Rippenrohre.

Die Vorwärmung flüssiger Wärmeträger, z. B. Heißwasser, kann mit dem Ringkanal - Wärmeübertrager im Extremfall bis 10 K unterhalb der Kompressionsendtemperatur erfolgen. Diese Fähigkeit in Verbindung mit den ungewöhnlich niedrigen Druckverlusten gestattet es, auch die Kompressionswärme von Gebläsen zu nutzen.

8. Zusammenfassung und Fazit

Zusammenfassend Betrachtet ist es schwierig ein eindeutiges Urteil darüber zu fällen, ob sich eine Umstellung von einer derzeitigen Versorgung der Heizenergie durch eine Wärmepumpe auf eine Versorgung durch die Nutzung der Abwärmen bei der Verdichtung von Luft lohnt. Gründe die für die weitere Nutzung der Wärmepumpe sprechen sind unter anderem das derzeitige Alter der Maschine. Diese wurde erst vor einem Jahr in Betrieb genommen, da das vorhergehende Modell durch einen Defekt ausgetauscht werden musste. Ebenso erwies sich das derzeitige System als zuverlässig auch in den sehr kalten Tagen und Wochen des letzten Jahres. Als Negativ kann man den hohen Verbrauch an Elektrizität im Vergleich zur alternativen Methode sehen. Die Alternative zur jetzigen Beheizung des Verwaltungsgebäudes könnte durch den Einsatz entsprechender Wärmetauscher darin bestehen die durch die Kompression anfallende Abwärme erneut für die Heizzwecke des Gebäudes zu nutzen. Theoretisch ist dies Möglich durch den Einsatz sogenannter Rohrbündelwärmeübertrager. Allerdings ist von erhöhten Investitionskosten auszugehen bei denen keine Amortisation gewährleistet ist. Demzufolge würden die entstanden Kosten lediglich als Mehrkosten für den Zweckverband Frohnbach anfallen ohne jemals Einsparungen zum jetzigen System zu erreichen. Sollte es aber in ferner Zukunft im Zuge von Modernisierungsmaßnahmen zum erneuten überdenken kommen ob man die anfallende Abwärme der Kompressoren für die Beheizung Nutzen sollte, wäre dies mit einem klaren ja zu beantworten. Mit dem geeigneten Wärmeübertrager ist dies auch bei geringen Abwärmegraden zum Beispiel im Winter möglich. Zudem fungieren, wie auch schon im jetzigen System elektrische Heizpatronen im Pufferspeicher als Sicherheit dafür, dass die notwendige Wärme für die Heizzwecke immer zur Verfügung steht. Mit jedem Temperaturunterschied bei der Ansaugung der Kompressionsluft ändern sich auch die Bedingungen für den entsprechenden Wärmetauscher. Da in dem Gebiet von Niederfrohna in Zukunft nicht von solch kalten Wintern wie dem letzteren auszugehen ist spricht dies natürlich für den Einsatz von Wärmetauschern für die Beheizung

Übersicht Formelzeichen

c	$[\frac{kJ}{kg \cdot K}]$	spezifische Wärmekapazität
p	[bar]	Druck
ε		Leistungszahl
T	[K]	absolute Temperatur
t	[°C]	Temperatur
η		Wirkungsgrad
P_H	[kW]	nutzbare Heizleistung
P_{el}	[kW]	elektrische Leistungsaufnahme
P	[kW]	Verdichterleistung
t	[°C]	Temperatur
t_V	[K]	Temperatur Vorlauf
t_R	[K]	Temperatur Rücklauf
\dot{Q}	[W]	Wärmeleistung (Wärmestrom)
\dot{m}	$[\frac{kg}{s}]$	Massenstrom
n		Polytropenexponent
R	$[\frac{J}{kg \cdot K}]$	universelle Gaskonstante
\dot{V}	$[\frac{m^3}{min}, \frac{m^3}{s}]$	Ansaugvolumenstrom
\dot{Q}_N	[kW]	Normheizlast
k		Wärmedurchgangskoeffizient
A	[m²]	Fläche
W	[kWh]	elektrische Arbeit
t	[h]	Zeit
K	[Euro]	Kosten
k	[Cent / kWh]	Tarifpreis

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Vorhandene Isolierstärken.....	12
Tabelle 2: Daten der Wärmerückgewinnung durch Nutzung der Gebläseabwärme ..	13
Tabelle 3: Übersicht von Eingangs,- zu Endtemperaturen im Kompressor	34
Tabelle 4: Leistungsaufnahme der Wärmepumpe.....	44
Tabelle 5: Leistungsstufen Umwälzpumpe (Grundfos UPS 32 – 60).....	45
Tabelle 6: Leistungsstufen Umwälzpumpe (Grundfos UPS 25 – 60).....	46
Tabelle 7: Kostenvergleich	53
Tabelle 8: Leistungsdaten und Konstruktionsdaten für eventuellen Wärmetauscher von der Firma „Viesel Apparatebau“	57

Literaturverzeichnis

- /1/ Küttner Karl - Heinz: Kolbenverdichter. –Berlin: Springer Verlag, 1992

- /2/ Betriebsanleitung Drehkolbengebläse Aerzener Maschinenfabrik

- /3/ VDI 2071 Wärmerückgewinnung in raumluftechnischen Anlagen

- /4/ DIN EN 305 Wärmeaustauscher - Begriffe und allgemeine Festlegungen bei der Prüfung zur Leistungsbestimmung

- /5/ Cerbe, Günter; Hoffmann, Hans-Joachim: Einführung in die Thermodynamik. -13.Aufl. –München: Carl Hanser Verlag, 2002/2004

- /6/, /8/ Kaltschmitt, Martin; Wiese, Andreas; Streicher, Wolfgang (Hrsg.): Erneuerbare Energien. – 3.Aufl. - Berlin . Springer, 2003

- /7/ DIN EN 247 Wärmetauscher – Terminologie

- /9/ Lehner, Erwin: Untersuchung der Energieeinsparungsmöglichkeiten durch Rückgewinnung von Abwärme – 2006. – 70 S.
Mittweida, Hochschule Mittweida (FH), Diplomarbeit, 2006

- /10 / Vorlesungsunterlagen, Technische Thermodynamik

- /11/ VDI 2067-01 Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen -
Grundlagen und Kostenberechnung
- /12/ Förster, Dr.-Ing. Hans :Kostenentlastung im Abwasserbetrieb durch
innovative Heizung.
In: KA – Abwasser, Abfall. – Magdeburg: 2005 Heft - Nr. 7, S.813 – 816
- /13/ Förster, Dr.-Ing. Hans: Kosten- und Umweltentlastung bei der
Druckluftherzeugung
In: Drucklufttechnik H. 5-6, 1999, S. 40 – 43

Erklärung zur selbständigen Anfertigung der Arbeit

Erklärung

Ich erkläre, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Bearbeitungsort, Datum

Unterschrift

Anhang

Anhang 1: Wärmebedarfsberechnung nach DIN 4701/83 von 2001 (siehe CD)

Anhang 2: Energieausweis für Geschäftshaus von 2008 (siehe CD)

Anhang 3: Angebot eines Rohrbündelwärmetauschers

Anhang 4: Datenblatt Wärmepumpe (Stiebel Eltron WPL 33)

Anhang 5: Datenblatt Kompressoren

Anhang 6: Datenblatt Pufferspeicher

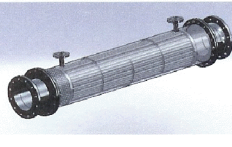
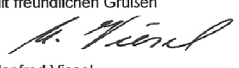
Anhang 7: Datenblatt Einschraub Heizelement

Anhang 8: Grundrissplan des Kellergeschosses des Verwaltungsgebäudes im
derzeitigen Zustand (CAD-Ansicht siehe CD)

Anhang 9: Grundrissplan des Kellergeschosses des Verwaltungsgebäudes im
angestrebten (veränderten) Zustand (CAD-Ansicht siehe CD)

Anhang 3:

Spezifikationsblatt

1	VIESEL Apparatebau	Kunde	S.Lohs		Job Nr.
2	Im Unterwässer 5				Referenz-Nr.
3	72574 Bad Urach	Adresse			Angebots Nr.. 782/09
4	Tel.07125/8209-Fax.07125/7661	Projekt	Anfrage von Herrn Lohs		Datum 12.02.2009
5	LEISTUNGSDATEN				
6	Fluid Daten		Mantelseite		Rohrraum
7	Fluid Name		Wasser		Luft
8	Fluid Menge, Total	kg/s	0,71		0,44
9	Dampf (ein /aus)	kg/s			
10	Flüssigkeit (ein /aus)	kg/s			
11	Dampf				
12	Wasser				
13	Inerte				
14	Temperatur (ein /aus)	°C	28	29,3	40 31
15	Dichte	kg/m³	996		1,86
16	Viskosität	mPa·s	0,8203		0,019
17	Molekulargewicht, Dampf	kg/kmol			
18	Molekulargewicht, Inerte	kg/kmol			
19	Spez. Wärmekapazität	J/(kg·K)	4180,9		1007,7
20	Wärmeleitfähigkeit	W/(m·K)	0,6133		0,027
21	Latente Wärme	J/kg			
22	Eintrittsdruck (abs.)	bar	6		1,65
23	Geschwindigkeit	m/s	0,03		9,56
24	Druckverlust, Max./Vorh.	mbar	8,1		5,4
25	Fouling-Widerstand	m²·K/W	0		0
26	Leistung	kW	4		
27	Wärmedurchgangskoeffizient	W/(m²·K)	66,8		
28	Log. Temp. Diff. (korrigiert)	K (diff)	6		
29	Wärmeübertragungsfläche	m²	11,9		
30	KONSTRUKTIONSDATEN EINES TAUSCHERS				Bild (Bündel/Stutzen Anordnung)
31			Mantelseite	Rohrseite	
32	Auslegungs-/Testdruck	Pa			
33	Betriebstemperatur	°C			
34	Anzahl der Durchgänge		1	1	
35	Korrosionszuschlag	mm			
36	Anschlüsse ein		DN300PN6	Muffe R1"	
37	Größe & aus		DN300PN6	Muffe R1"	
38	Ausführung Zwischenstufe				
39	Rohrlänge	mm	1000	Rohr-Material	
40	Rohr-Außendurchmesser	mm	12	Anzahl Rohre	316
41	Rohrteilung quer	mm	15	Rohrteilung längs	13
42	Mantel-Innendurchmesser	mm	300	Mantel-Aussendurchmesser	306
43	Eintrittshaube / Kanal			Haube	
44	Festrohrbündel			Schwimmkopf	
45	Schwimmkopphaube			Pralplatte J/N	
46	Umlenkblech Durchmesser	mm	297	% Fenster	20
47	Umlenkblech Abstand	mm	333	Anzahl Umlenkbleche / Durchgang	2
48	Dichtungsstreifen			Typ	ABGAGAG3
49	Dehnungsausgleich			pv² Bündel Austritt	
50	pv² Bündel Eintritt			Dichtung Rohrseite	
51	Dichtung Mantelseite				
52	- Schwimmkopf				
53	Berechnungsstandards			TEMA Class	
54	Gewicht /Mantel	kg		Mit Wasserfüllung	
55	Gewicht /Bündel	kg			
56	Sehr geehrter Herr Lohs				
57	Wir beziehen uns auf Ihre Anfrage vom 11.02.2009 und bieten Ihnen gemäß unserer allgemeinen Zahlungs -				
58	und Lieferbedingungen.				
59	Preis netto	€ 7.380,00			
60	Isolierung Edelstahl Wst. 1.4301	€ 325,00			
	Gesamt- Kosten	€ 7.705,00			
	Die Preise verstehen sich ab Werk , ohne Verpackung und MWSt				
	Zahlung: 8 Tage 2%., 21 Tage Netto. Lieferzeit ca. 3- 4 Wochen.				
	Mit freundlichen Grüßen				
					
	Manfred Viesel				

Anhang 4:

STIEBEL ELTRON

2 Technische Angaben (Es gelten die Daten auf dem Geräte-Typenschild)

2.1 Technische Daten (Geräteinformation)				
Wärmepumpe		Typ	WPPL 33	
Best.-Nr.		18 53 48		
Bauart und Betriebsart				
Bauart		Kompakt		
Kompakt-/Split-/offene Ausführung				
Betriebsart		monovalent bivalent-alternativ bivalent-parallel		
Abmessungen, Gewichte, Anschlussmaße				
Transporteinheit Grundgerät				
Abmessungen	L/B/H	mm	1332 x 784 x 1116	
Gewicht		kg	260	
Kältemittel		Typ	R 407C	
Füllgewicht		kg	4,2	
Rohranschlusssutzen heizungsseitig				
Vorlauf und Rücklauf		Zoll	G 1¼" außen	
Schlauchanschlusssutzen Luft				
Ansaug- und Ausblastsutzen (nur bei Innenaufstellung)		L/B	mm	248 x 721 oval
Leistungsangaben				
Wärmeleistung	bei A-7/W35 ¹⁾ (beide Verdichter)	kW	14,9	
	bei A2/W35 ²⁾ (ein Verdichter)	kW	10,8	
Leistungsaufnahme	bei A-7/W35 ¹⁾ (beide Verdichter)	kW	5,8	
	bei A2/W35 ²⁾ (ein Verdichter)	kW	3,3	
Leistungszahl	bei A-7/W35 ¹⁾ (beide Verdichter)		2,7	
	bei A2/W35 ²⁾ (ein Verdichter)		3,3	
Leistungsaufnahme Ergänzungsheizung		kW	8,8	
Wärmeträger				
Volumenstrom, warme Seite WNA min ⁴⁾		m³/h	1,4	
Interne Druckdifferenz		hPa	190	
Volumenstrom, kalte Seite WQA ³⁾		m³/h	3500	
Extern verfügbare statische Druckdifferenz (nur bei Innenausführung)		hPa	1,0	
Temperatureinsatzgrenzen				
WQA min. / WQA max. ³⁾		°C	- 20 / + 30	
WQA max., Vollastbetrieb		°C	+ 10	
WNA min. / WNA max. ⁴⁾		°C	+ 15 / + 60	
Elektrische Daten				
Absicherung:	Netz WP (Verdichter)	A	25 gI	
	Netz Ergänzungsheizung DHC (interner 2.WE)	A	16 gI	
	Steuerkreis	A	16 gI	
Schutzart EN 60529 (DIN VDE 0470)		IP 14 B		
Spannung / Frequenz Verdichter		V/Hz	3/PE~400/50	
Spannung / Frequenz Ergänzungsheizung DHC (interner 2.WE)		V/Hz	3/N/PE~400/50	
Spannung / Frequenz Steuerkreis		V/Hz	1/N/PE~230/50	
Anlaufstrom (Anlaufstrombegrenzung)		A	< 30	
Abtattung				
Zeit-/Bedarfs-/manuelle Abtattung		Bedarfs / manuell		
Abtaurt: Heißgas/Elektrisch/Luft/Kreisumkehr		Kreisumkehr		
Beheizung der Tropfwanne		ja, Unterkühler		
Sonstige Ausführungsmerkmale				
Maßnahmen für Einfrierschutz		ja/nein	ja	
Korrosionsschutz Gestell und Gehäuse		feuerverzinkt		
Entspricht Sicherheitsbestimmungen		DIN EN 60335 ; DIN 8975, EMV-Richtlinie 89/336/EWG, Niederspannungs-Richtlinie 73/23/EWG		
Schalleistungspegel	(Außen aufstellung mit Schalldämmzubehör)	dB(A)	63	
	(Außen aufstellung ohne Schalldämmzubehör)		65	
	(Innen aufstellung, innen/außen)		58/62	

¹⁾ A-7/W35 = Luft Eintrittstemperatur: -7 °C, Heizungs vorlauf: 35 °C

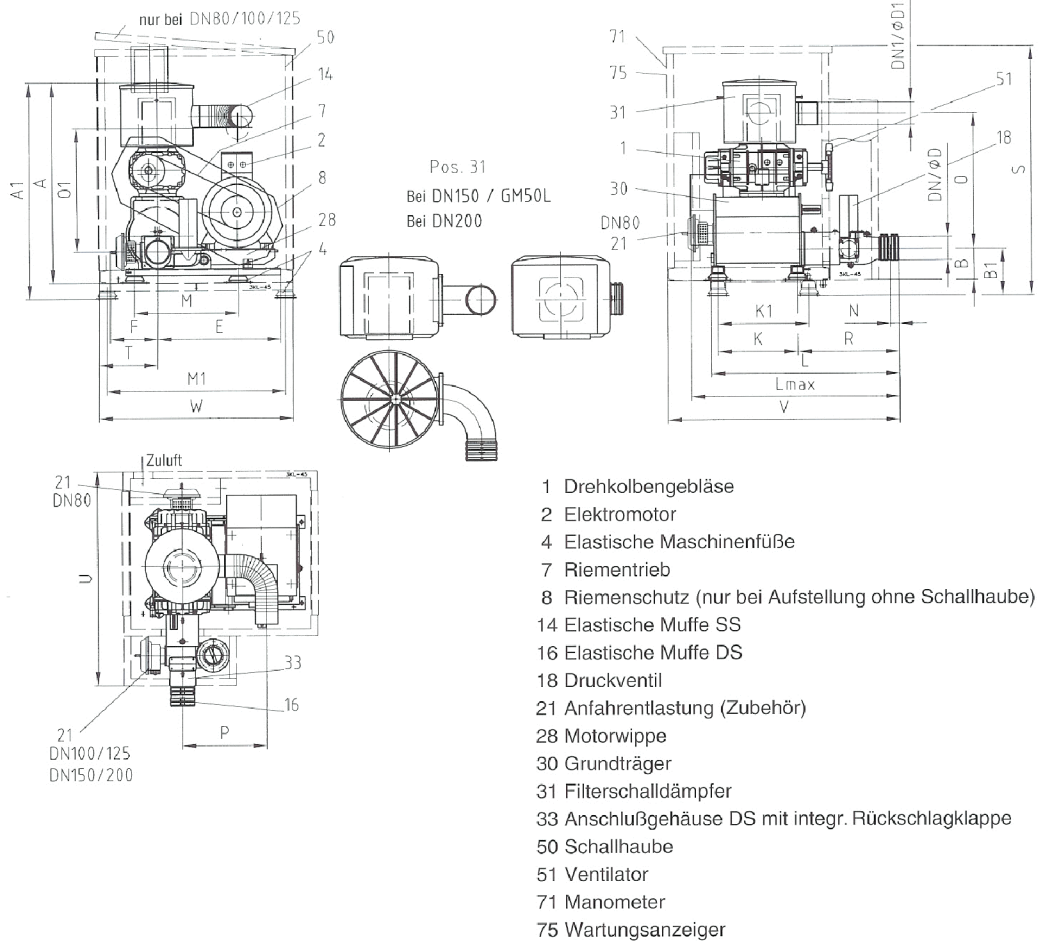
²⁾ A2/W35 = Luft Eintrittstemperatur: 2 °C, Heizungs vorlauf: 35 °C

³⁾ WQA = Wärme-Quellen-Anlage (kalte Seite)

⁴⁾ WNA = Wärme-Nutzungs-Anlage (warme Seite)

Anhang 5:

Maße - DELTA BLOWER - GM 4 S bis GM 60 S - LU 41.01 und LU 41.02



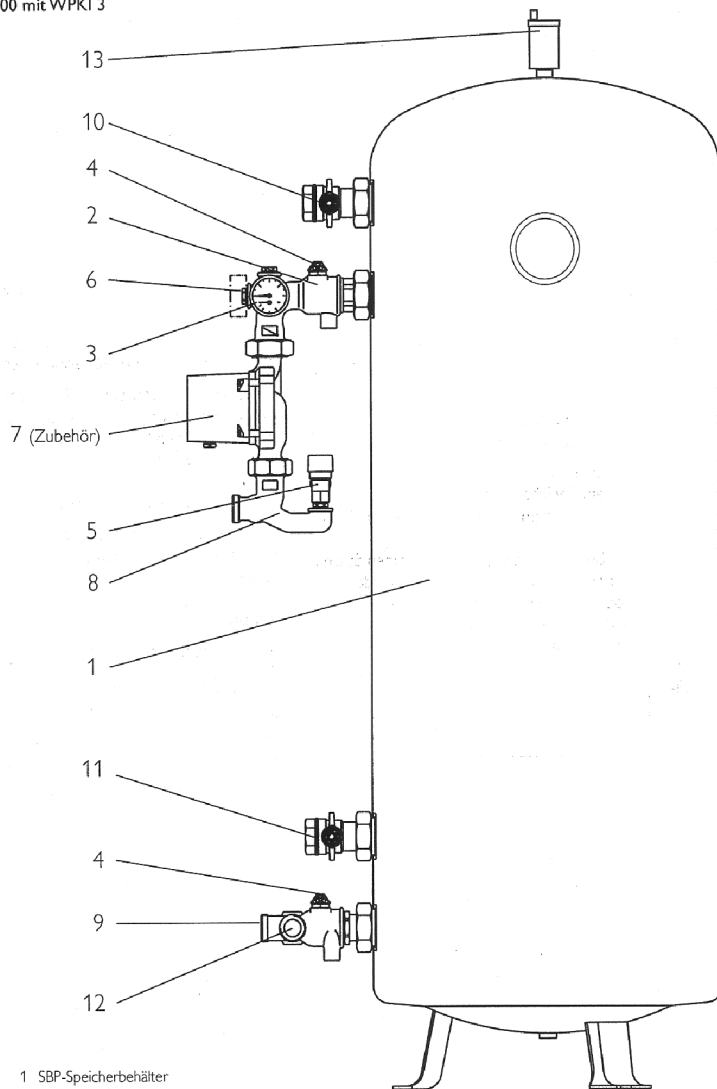
Typ	A	A1	B	B1	DN / ø D	DN1 / ø D1	E	F	K	K1	L	L _{max}	M	M1	N	O	O1	P	R	S	T	V	W	U	Gewicht ohne Schallhaube	Gewicht mit Schallhaube
4 S	998	1136	153	291	80 / ø 88.9	80 / ø 88.9	593	247	400	986	1002	1211	558	677	52	705	709	472	567	1350	308	1417	1000	1310	206 kg	369 kg
7 L	1048	1186	153	291	80 / ø 88.9	100 / ø 114.3	593	247	400	986	1002	1211	558	677	52	735	709	472	567	1350	308	1417	1000	1310	227 kg	388 kg
10 S	1130	1268	153	291	80 / ø 88.9	100 / ø 114.3	593	247	400	986	1002	1211	558	677	52	816	709	472	567	1350	308	1417	1000	1310	258 kg	419 kg
10 S	1193	1331	189	327	100 / ø 114.3	100 / ø 114.3	790	300	500	1090	1175	1439	665	845	45	844	903	650	640	1570	375	1616	1250	1510	331 kg	560 kg
15 L	1193	1331	189	327	100 / ø 114.3	100 / ø 114.3	790	300	500	1090	1175	1439	665	845	45	844	903	650	640	1570	375	1616	1250	1510	350 kg	580 kg
25 S	1357	1495	189	327	125 / ø 139.7	150 / ø 168.3	790	315	500	1090	1175	1439	665	845	70	908	903	650	775	1570	375	1751	1250	1510	415 kg	618 kg
30 L	1459	1577	238	356	150 / ø 168.3	150 / ø 168.3	950	368	615	700	1447	1564	800	1380	70	1121	969	673	780	1900	455	1783	1500	1625	635 kg	931 kg
35 S	1499	1617	238	356	150 / ø 168.3	150 / ø 168.3	950	368	615	700	1447	1564	800	1380	70	1121	1009	673	780	1900	455	1783	1500	1625	690 kg	995 kg
50 L	1529	1647	238	356	150 / ø 168.3	200 / ø 219.1	950	368	615	700	1447	1564	800	1380	70	1121	1124	673	780	1900	455	1783	1500	1625	770 kg	1070 kg
50 L	1615	1745	320	450	200 / ø 219.1	200 / ø 219.1	1035	428	731	741	1740	1921	820	1480	70	1024	1024	673	927	2100	493	2098	1600	1895	985 kg	1365 kg
60 S	1715	1845	320	450	200 / ø 219.1	200 / ø 219.1	1035	428	731	741	1740	1921	820	1480	70	1124	1117	673	927	2100	493	2098	1600	1895	1110 kg	1490 kg

Maße (in mm) unverbindlich

Gewichte ohne Motor

Anhang 6:

SBP 200 mit WPKI 3



- 1 SBP-Speicherbehälter
- 2 Anschlußstück
- 3 Thermomanometer
- 4 Kugelabsperventil
- 5 Sicherheitsventil
- 6 Verschlußstopfen
- 7 Umwälzpumpe (Zubehör)
- 8 Anschlußstück WP-Vorlauf G 1 1/2 A
- 9 Anschlußstück WP-Rücklauf G 1 1/2 A
- 10 Anschlußstück mit Kugelabsperventil (Heizungsvorlauf) G 1 1/2 I
- 11 Anschlußstück mit Kugelabsperventil (Heizungsrücklauf) G 1 1/2 I
- 12 Anschluß für Füll- und Entleerungshahn sowie Druckausdehnungsgefäß G 3/4 A
- 13 Automatik-Entlüfter (bauseits)

095402

Abb. 3

STIEBEL ELTRON

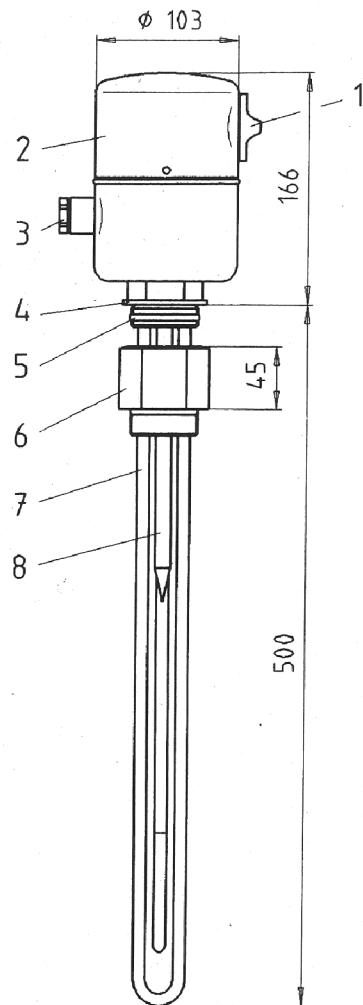
Technik zum Wohlfühlen

Einschraub-Heizelement BGC

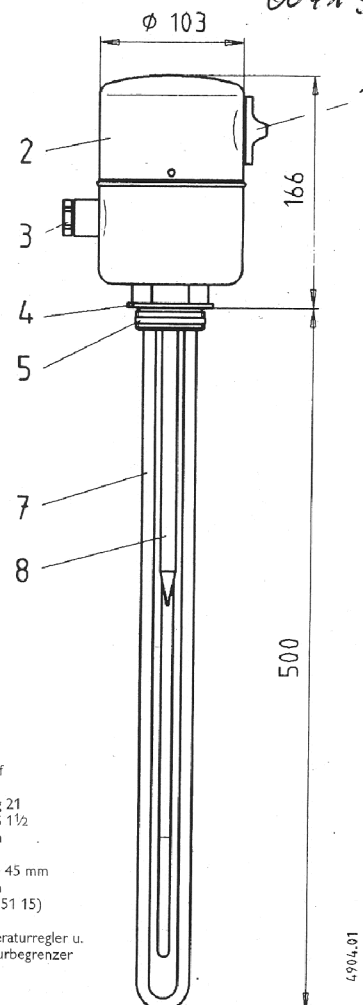
Gebrauchs- und Montageanweisung

3769 2625

004152



BGC 07 51 15



BGC 00 37 69

- 1 Temperaturwählknopf
- 2 Abdeckkappe
- 3 Kabeldurchführung Pg 21
- 4 Einschraubanschluß G 1½
Schlüsselweite 46 mm
- 5 PTFE-Dichtring
- 6 Verlängerung G 1½ – 45 mm
Schlüsselweite 55 mm
(nur bei Best.-Nr. 07 51 15)
- 7 Heizkörper
- 8 Schutzrohr für Temperaturregler u.
Sicherheits-Temperaturbegrenzer

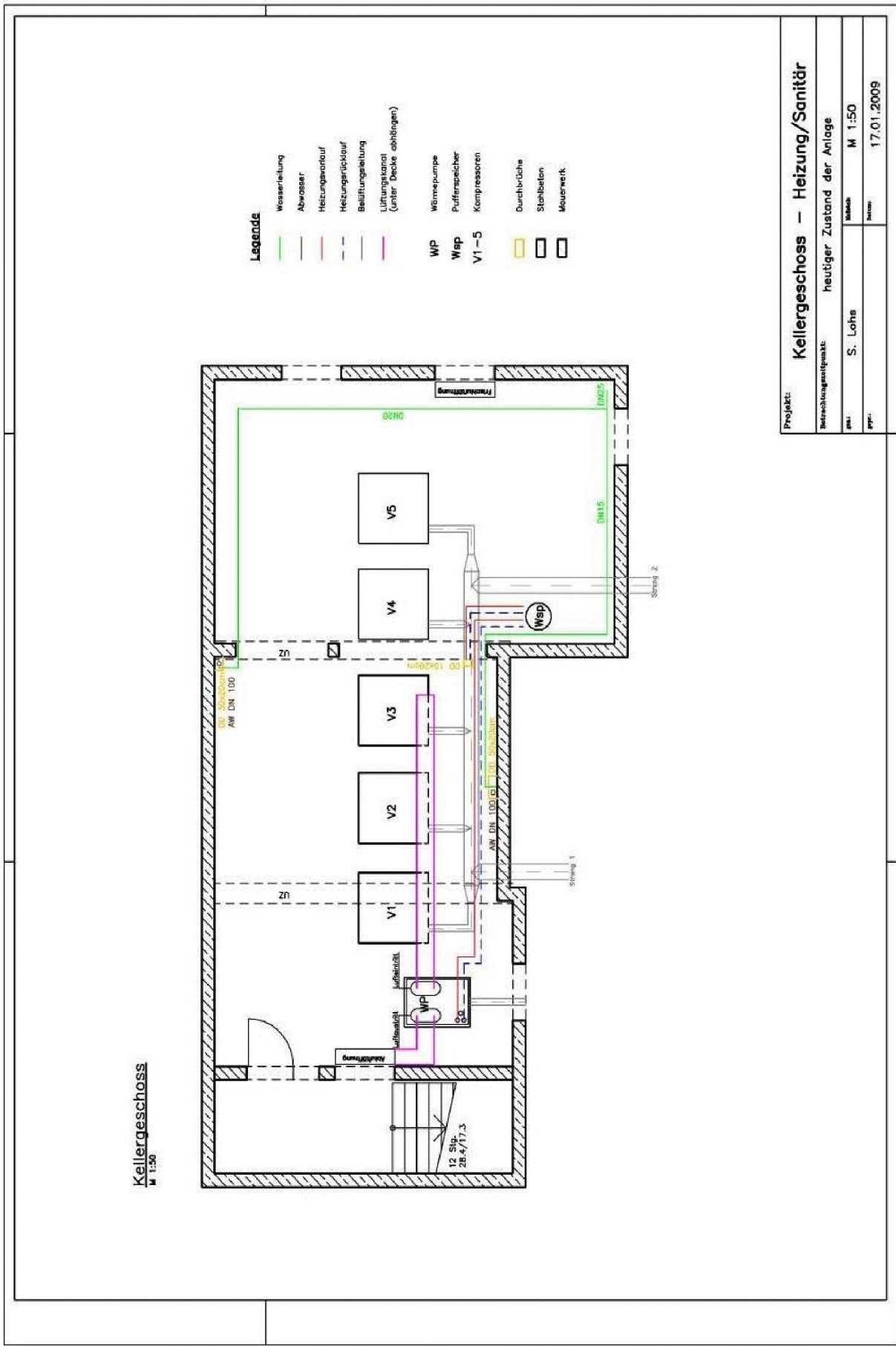
Technische Daten

Typ	Best.-Nr.	Zul. Betriebs- überdruck	Temp. Bereich	Leistung	Ein- tauch- tiefe	Ein- schraub- anschluß	Werkstoff Heiz- körper	Schutz- rohr	Verlänge- rung	einsetzbar in:
BGC	07 51 15	10 bar	ca. 10 – 80 °C*	1; 2; 3; 4; 5,7 kW 1/N/PE ~ 230 V 3 kW 2/PE ~ 400 V 6 kW 3/PE ~ 400 V**	455 mm ***	G 1½	Kupfer vernickelt	Kupfer vernickelt	Messing	SB 201-402 AC SB 602, 1002 AC SBB 300 SOL SBB 400 SOL SBB 600 SOL Heizungsanlagen (DIN 4751) Brauchwasser- Erwärmungs- Anlagen (DIN 4753)
BGC	00 37 69				500 mm					

* abhängig von der Einbaulage ** werksseitige Einstellung *** mit Verlängerung

099248

Anhang 8: (auf CD als AutoCAD – Zeichnung einsehbar)



Anhang 9: (auf CD als AutoCAD – Zeichnung einsehbar)

